

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PAR ARTICLES PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M.Ing.

PAR
BECHIR BADRI

CARACTÉRISATION NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE
DES DÉFAUTS DE ROULEMENTS

MONTRÉAL, LE 05 FÉVRIER 2007

© droits réservés de Bechir Badri

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Marc Thomas, directeur du mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Sadok Sassi, co-directeur du mémoire
Département de génie Physique à l'Institut des sciences appliquées
et de Technologie de Tunis

M. Robert Sabourin, président du jury
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Raynald Guilbault, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC
LE 23 NOVEMBRE 2006
À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

CARACTÉRISATION NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE DES DÉFAUTS DE ROULEMENTS

Bechir Badri

SOMMAIRE

Le présent mémoire s'inscrit dans le cadre d'une maîtrise en génie mécanique, effectuée sous la direction de messieurs Marc Thomas et Sadok Sassi, et entamée à l'automne 2004.

Cette maîtrise avait pour objectif initial l'étude numérique et expérimentale de roulements atteints de défauts localisés. Un simulateur numérique de défaut de roulement a été développé (BEARING Toolbox : BEAT –chap. 5-), permettant de générer, à partir des paramètres géométriques et de fonctionnement, la réponse vibratoire du roulement défectueux.

La réponse ainsi générée est fonction –entre autres- de la distribution de charge dans le roulement, de ses caractéristiques dynamiques (rigidité et amortissement), des caractéristiques Elasto-Hydro-Dynamique du film d'huile, ainsi que de la fonction de transfert entre le roulement et le capteur.

Le comportement dynamique du roulement a été modélisé par un système couplé de 3 degrés de liberté. Ce système d'équations est alors résolu numériquement afin de générer la réponse du système en présence d'une excitation induite par le défaut.

En ajoutant à la réponse impulsionnelle causé par le défaut, une composante aléatoire causée entre autres par le frottement des billes sur les pistes, le simulateur donne des réponses réalistes, et similaires à celles recueillies par capteur sur un palier de roulement.

Les résultats délivrés par le simulateur ont été validés par des essais expérimentaux réalisés sur 2 bancs d'essais, dont un conçu et réalisé à l'ÉTS.

L'exploitation de BEAT a donné lieu à plusieurs résultats dans des applications très variées, allant de l'aide au diagnostic, à la reconnaissance de défauts de roulements par les réseaux de neurones et l'élaboration de nouveaux outils numériques dédiés à mieux caractériser l'état de dégradations des roulements.

Tous ces travaux ont mené à différentes publications récemment soumises ou en cours de soumissions à des revues scientifiques ainsi qu'à des conférences de renommée internationale dans le domaine de la vibration.

C'est ainsi, qu'après accord des directeurs de mémoire et de la doyenne à la formation, la forme d'un mémoire par articles a été retenue pour la rédaction du présent travail. Le choix des articles à intégrer dans ce mémoire a été motivé par le souci de présenter un maximum de théorie relative à la dynamique du roulement, mais aussi pour respecter une certaine continuité et cohérence dans la lecture.

Outre les **articles** qui sont présentés dans les **chapitres 2 à 4**, il sera détaillé dans les **annexes 1 à 5** les différentes étapes de modélisation ainsi que toute la **théorie utilisée** pour développer le simulateur. Cette dernière ne figurant pas entièrement dans les articles. En effet, les articles, bien que tous ayant trait à la vibration des roulements, touchent à des domaines assez variés, tel le traitement de signal avancé, la tribologie, la mécanique fondamentale, la modélisation numérique, les réseaux de neurones, la programmation...etc.

Les articles retenus pour ce mémoire sont :

- BEAT, un simulateur virtuel de défauts de roulements (CMVA Ottawa 2004)
- La transformée de Julien Rapide: une nouvelle procédure de traitement de signal pour la détection des chocs. (CMVA Edmonton 2005)
- Détection et classification de défauts de roulements par réseaux de neurones (CMVA Montréal 2006)

Le premier article présenté au chapitre 2 mettra l'accent sur la théorie ayant donné naissance au simulateur, ainsi qu'un bref aperçu des résultats générés.

Un autre aspect de l'exploitation du simulateur sera présenté dans le deuxième article – chapitre 3-, intitulé La Transformée de Julien Rapide, détaillant un nouvel algorithme numérique dédié à la détection des chocs dans les machines tournantes et applicable tant sur les roulements que sur les engrenages. Ce nouvel algorithme est déjà commercialisé par la compagnie IMS (Baie d'Urfé).

Finalement, sera présenté un article paru en marge du 24^{ème} séminaire international de l'Association canadienne de vibrations des machines (ACVM) et qui a été organisé à l'ÉTS en octobre 2006, où il sera question du développement et de l'exploitation d'un système expert à base de réseaux de neurones dans la reconnaissance des défauts de roulements –chapitre 4-.

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF DEFECTIVE ROLLING BEARING

Béchir Badri

ABSTRACT

A new software application, called BEAT (BEARing Toolbox), has been developed in order to simulate the bearing vibratory response to excitations produced by localized defects.

The generation of vibration by a point defect in a rolling element bearing was modeled as a function of the rotation of the bearing, the distribution of the load in the bearing, the bearing structure elasticity, the Elasto-Hydro-Dynamic oil film characteristics and the transfer function between the bearing and the transducer.

The dynamic behaviour of the bearing was represented by a coupled three degrees of freedom system. The governing equations of the simulation model were then solved by computer simulation techniques. By adding to the impulsive response due to the localized defects, a noised response due to sliding friction between the moving parts, BEAT should be able to provide more realistic results, similar to the ones given by a sensor during experimental measurements.

The predictability of the simulation model has been confirmed by comparison with experimental results performed on a bearing test rig.

Direct exploitation of BEAT demonstrates that an appropriate combination of conventional scalar indicators may lead to two more suitable new parameters.

The simulator has also been used to develop and to validate the Rapid Julien Transform (RJT), which will identify the shocks in a signal as well as their respective amplitudes. RJT can be used in the time domain to estimate which proportion of the total signal energy is caused by shocks. The RJT can also be applied in the frequency domain and will allow through envelope or time-frequency analysis to clearly identify the sources of shocks even though they are of various origins. This software is commercialized by the company IMS (Baie d'Urfé).

Finally, an expert system, based on neural network has been developed, in order to recognise bearing defects, and to specify their severity.

REMERCIEMENTS

Je commence par adresser mes plus chaleureux sentiments à mon épouse pour les sacrifices surhumains qu'elle a consentis durant toute la durée de cette maîtrise. Je remercie tout autant mes frères et sœurs pour leur appui inconditionnel qui m'a été très précieux.

Une pensée très chaleureuse est aussi adressé à mon directeur M. Marc Thomas, pour la confiance dont il m'a gratifié, pour ses conseils, sa disponibilité ainsi que son soutien, quand tout allait bien, mais surtout quand ça allait moins bien, mais encore pour toutes les connaissances que j'ai acquises en travaillant pour lui.

Je remercie également mon co-directeur, M. Sadok Sassi, qui malgré la distance, a su être très présent et influant sur la qualité de ce travail, son apport est d'autant plus important que c'est à ses côtés que j'ai effectué mes premiers pas en vibration.

Ainsi que mes amis, Dr Hakim et Dr Lotfi ainsi que tous mes collègues de la 2215, qui ont contribué à ce que ces deux années soient un très bon souvenir.

Finalement, je dédie ce mémoire à mon père qui nous a malheureusement quitté et à ma mère *Djo* , faute de quoi je serais le premier tunisien à aller dans l'espace☺.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE	iii
ABSTRACT	v
REMERCIEMENTS	vi
LISTE DES TABLEAUX	ix
LISTE DES FIGURES	x
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES	xiii
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 SYNTHÈSE DES TROIS ARTICLES.....	5
1.1 BEAT, simulateur virtuel de défauts de roulements.....	5
1.2 La transformée de Julien Rapide	9
1.3 Détection et classification de défauts de roulements par réseaux de neurones	12
CHAPITRE 2 BEAT : UN SIMULATEUR VIRTUEL DE DÉFAUTS DE ROULEMENTS	15
2.1 Présentation.....	15
2.2 Article	16
2.1.1 Résumé	16
2.1.2 Introduction.....	17
2.1.3 Partie théorique	17
2.1.4 Partie expérimentale	26
2.3 Conclusion Article 1	34
2.4 Bibliographie Article 1	34
CHAPITRE 3 RAPID JULIEN INDEX: A NEW METHOD TO DETECT AND PROCESS SHOCK DATA IN A SIGNAL	36
3.1 Présentation.....	36
3.2 Article	38
3.2.1. Introduction.....	38
3.2.2. Description Of The Original Julien Index	39
3.2.3. The Rapid Julien Transform (Rjt).....	42
3.2.4. Practical Application Of The RJT	43
3.2.5. The Rapid Julien Transform In The Time-Frequency Domain	48
3.3 Conclusion Article 2	50

CHAPITRE 4	DÉTECTION ET CLASSIFICATION DE DÉFAUTS DE ROULEMENTS PAR RÉSEAUX DE NEURONES	51
4.1	Présentation.....	51
4.2	Article 3	54
4.2.1.	Introduction et Objectifs	55
4.2.2.	Effet de l'emplacement du défaut.....	56
4.2.3.	Identification spectrale d'un défaut	57
4.2.4.	Recensement des Variables d'entrées du réseau de neurones	62
4.2.5.	Organigramme du réseau de neurones et optimisation des paramètres.....	64
4.2.6.	Configuration du réseau de neurones	64
4.2.7.	Détermination du nombre de couches intermédiaires optimal.	66
4.2.8.	Détermination du nombre de neurones optimal dans la couche cachée	67
4.2.9.	Configuration retenue	68
4.2.10.	Effet des perturbations aléatoires.....	69
4.2.11.	Descripteurs fréquentiels et reconnaissance de l'emplacement.....	72
4.3	Conclusion Article 3	74
CHAPITRE 5	BEAT : PRÉSENTATION DU SIMULATEUR	78
5.1	Introduction.....	78
5.2	Le Simulateur BEAT	78
5.2.1.	Organigramme	78
5.2.2.	Exécution du logiciel	79
CONCLUSION	87
RECOMMANDATIONS	90
ANNEXE 1	CARACTÉRISTIQUES GÉOMÉTRIQUES ET DISTRIBUTION DE CHARGE.....	91
ANNEXE 2	MODÉLISATION	105
ANNEXE 3	ÉTUDE DE LA RÉPONSE DU MODÈLE	119
ANNEXE 4	CORRECTIONS ET CALIBRATION	123
ANNEXE 5	VALIDATION EXPÉRIMENTALE	129
BIBLIOGRAPHIE.....		136

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I	Comparatif de la méthode numérique et analytique 18
Table II	Windows calculations in the Julien Index 40
Table III	Calculation of the signal energy caused by shocks 45
Tableau V	Descripteurs temporels usuels 59
Tableau VI	Performances des 2 configurations de descripteurs..... 63
Tableau VI	Étude de l'effet du nombre de couches cachées 66
Tableau VIII	Comparaison des performances selon le type d'apprentissage..... 72

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1	Modèle du roulement..... 6
Figure 2	Réponse temporelle expérimentale et simulée 8
Figure 3	Procédure de calcul du RJT 11
Figure 4	Aperçu du calcul du RJT dans l'environnement BEAT 12
Figure 5	Répartition des contraintes dans le roulement 17
Figure 8	Efforts appliqués à l'instant du choc 19
Figure 11	Correction géométrique 25
Figure 12	Dispositif d'application de la charge axiale..... 26
Figure 13	Allure de la réponse temporelle 27
Figure 14	Réponse après filtrage : Disparition de la composante continue 28
Figure 15	Comparaison des signaux crête et efficaces 29
Figure 16	Comparaison du facteur de crête et du Kurtosis..... 29
Figure 17	Comparaison des facteurs de forme et d'impulsion 29
Figure 18	BPFO expérimental et numérique 30
Figure 19	2*BPFO expérimental et numérique 30
Figure 20	3*BPFO expérimental et numérique 31
Figure 21	Comparaison des signaux temporels 32
Figure 22	Comparaison des signaux fréquentiels 33
Figure 23	Aperçu du calcul du RJT dans l'environnement BEAT 37
Figure 24	Identification of short time windows..... 41
Figure 25	Computational diagram of the RJT..... 44
Figure 26	Original and modified signal (RJT) for a defect size of 0.18 mm..... 46
Figure 27	Original and modified signal (RJT) for a defect size of 0.56 mm..... 47
Figure 28	Time-frequency analysis of a signal after applying the RJT 48
Figure 29	Envelope analysis of a signal modified by the RJT corresponding to a rolling-element bearing with a defect size of 0.56 mm 49
Figure 30	Statistiques de roulement endommagé en fonction de l'emplacement 56
Figure 31	Spectre enveloppe d'un roulement atteint d'un défaut sur BE et BI ... 58

Figure 32	Variation des descripteurs en fonction du diamètre de défauts	60
Figure 33	Variation des descripteurs crête et efficaces en fonction du diamètre de défauts.....	60
Figure 34	Descripteur TALAF	61
Figure 35	Descripteur Thikat	62
Figure 36	Performance du système pour 2 configurations de variables d'entrées.....	63
Figure 37	Organigramme d'un réseau de neurones	65
Figure 38	Performances du système en fonction du nombre de neurones	67
Figure 39	Fonction log-Sigmoïde	68
Figure 40	Aperçu de l'apprentissage et erreur quadratique moyenne.....	69
Figure 41	Apprentissage par paliers.....	70
Figure 42	Performance avec apprentissage linéaire et validation par paliers	71
Figure 43	Performance avec apprentissage par paliers et validation linéaire	71
Figure 44	Extraction du paramètre d'entrée fréquentiel	73
Figure 45	Résultats de reconnaissance pour des défauts sur BE et BI (diamètre et emplacement).....	74
Figure 46	Organigramme de fonctionnement du logiciel	79
Figure 47	Saisie des caractéristiques géométriques du roulement.....	80
Figure 48	Saisie des caractéristiques géométriques du (des) défaut(s).....	81
Figure 49	Saisie des conditions de fonctionnement avec une charge tournante ..	82
Figure 50	Saisie des conditions de fonctionnement avec une charge fixe.....	82
Figure 51	Fenêtre principale et analyse temporelle	83
Figure 52	Index Julien et compteur et pourcentage de choc	84
Figure 53	Spectre enveloppe du signal	84
Figure 54	Spectrogramme Temps-Fréquence	85
Figure 55	Cepstre du signal.....	85
Figure 56	Décomposition en ondelettes du signal original.....	86
Figure 57	Éléments d'un roulement.....	91
Figure 58	Le déplacement rigide de la bague intérieure BI.....	92
Figure 59	Variation du coefficient de chargement en fonction de l'effort	94

Figure 60	Effort de choc Q relatif au chargement.....	98
Figure 61	Défaut sur la bague extérieure	99
Figure 62	Défaut sur la bague extérieure	100
Figure 63	Défaut sur la bille.....	100
Figure 64	Bille à l'entrée du défaut Position initiale	101
Figure 65	La bille bascule, Position finale.....	101
Figure 66	Efforts appliqués sur la bille à l'instant du choc.....	103
Figure 67	Variation de l'effort de choc en fonction du rapport D_{def}/D_{bille}	104
Figure 68	Le modèle du roulement suivant une ligne radiale.....	106
Figure 69	Modélisation de la bague	107
Figure 70	Mode en flexion d'une bague	108
Figure 71	Contact élastohydrodynamique : (a) profil du film lubrifiant ; (b) pression.....	112
Figure 72	Jeu et excentricité dans le roulement	117
Figure 73	Le modèle dynamique du roulement	119
Figure 74	Aperçu du schéma en block du modèle proposé sur Simulink.....	121
Figure 75	Réponse temporelle d'un roulement de type SKF 6206.....	122
Figure 76	Direction de déformation – direction de mesure(pour BE)	124
Figure 77	Direction de déformation – direction de mesure (pour BI)	125
Figure 78	Repérage de la correction	125
Figure 79	Vue Générale du Banc d'essai réel et sur logiciel de CAO (SolidWorks2003).....	130
Figure 80	Roulement SKF 1210 ETK9.....	131
Figure 81	Disque de balourd - déséquilibre de masse-	131
Figure 82	Répartition de l'effort centrifuge	132
Figure 83	Variation de l'effort radial en fonction de la vitesse de rotation	133
Figure 84	Détermination de la rigidité du ressort –EF et Expérimental-	134
Figure 85	Banc d'essai de roulement de CWRU [26].....	135

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES

C	Amortissement sans dimension du film d'huile
C_{21}	Amortissement du film d'huile entre billes et BE, N.s.m-1
C_{23}	Amortissement du film d'huile entre billes et BI, N.s.m-1
$d_{déf}$	Diamètre du défaut, mm
D_{moyen_BE}	Diamètre moyen de la BE, mm
e	Distance entre les centres O1 et O2 de la BI et de la BE, mm
E	Module d'élasticité longitudinale, N/m ²
E_C	Énergie cinétique, j
E_p	Énergie potentielle, j
F_a	Charge axiale, N
F_D	Effort dynamique, N
F_{max}	Charge maximale subit par le roulement, N
F_r	Charge radiale, N
F_S	Effort statique, N
F_T	Effort total, N
g	Pesanteur, m/s ²
G_i, G_o	Paramètre matériau sans dimension
h	Épaisseur du film d'huile, mm
\tilde{H}_i, \tilde{H}_o	Épaisseur minimale sans dimension du film d'huile.
H_{min}	Hauteur minimale du film d'huile entre bagues et billes
i	Indice faisant référence à la bague intérieure
I	Moment d'inertie de la section transversale de la bague, m ⁴
j_D	Jeu diamétral du roulement, mm
k	Rigidité, N.m-1
K_I	Rigidité de la bague extérieure, N.m-1

K_3	Rigidité de la bague intérieure, N.m-1
K_{21}	Rigidité du film d'huile entre billes et BE, N.m-1
K_{23}	Rigidité du film d'huile entre billes et BI, N.m-1
k_i, k_o	Paramètres d'ellipticités
Kt	Constante de pondération
K_{xx}, B_{xx}	Coefficients sans dimensions de rigidité et d'amortissement
M	Masse, Kg
M_1	Masse de la bague extérieure, Kg
M_2	Masse de la bille, Kg
M_3	Masse de la bague intérieure, Kg
n	Ordre du mode.
N_b	Nombre d'éléments roulants
o	Indice faisant référence à la bague extérieure
Q_i	Charge Statique sur l'élément roulant i
R	Rayon de la bague, m
$R_{x,i}, R_{x,o}$	Rayon équivalent de contact, mm
$R_{q,a}^2, R_{q,b}^2$	Rugosité de surface des billes et des bagues
s	Aire de contact elliptique bille / bague, m ²
S	Surface de la section transversale de la BE, mm ²
\tilde{u}	Vitesse linéaire du film d'huile, m/s
V	Vitesse de glissement au niveau du contact bille / bague, m / s
V_1	Vitesse linéaire, m/s
W	Effort résultant appliqué sur le film d'huile
W_1	Vitesse angulaire, rad/s
W_i, W_o	Paramètre charge sans dimension
α_c	Angle de contact, rad
α	Angle décrit par le défaut, rad
β	Angle de chargement, rad

$\vec{\delta}$	Déplacement, mm
δ_a	Déflexion axiale, mm
δ_{\max}	Déplacement maximal, mm
δ_r	Déflexion radiale, mm
ΔL	Déformation du ressort, m
ε	Paramètre de chargement
η_0	Viscosité absolue à pression nulle de l'huile, N.s/m ²
λ	Paramètre huile sans dimensions
μ	Masse linéique, Kg/m
ρ	Masse volumique, Kg/m ³
ψ_m	Angle maximal de chargement, rad
ω	Fréquence de rotation, rad/s.

INTRODUCTION

Actuellement, le progrès considérable de l'informatique et des outils de calcul numérique permet d'une part, la conception et l'étude du comportement des systèmes mécaniques complexes, et d'autre part le développement des outils de diagnostic et l'amélioration des moyens de contrôle. Ces outils de diagnostic sont utilisés principalement dans le cadre de la maintenance préventive pour des motifs de rentabilité et de productivité. Ainsi faut-il prévenir tout endommagement accidentel des organes des machines – notamment les roulements – pour éviter le plus possible les arrêts des installations et les frais qui s'en suivent.

Dans le contexte général de l'automatisation du diagnostic des éléments de machines, une approche de modélisation sera mise en place menant au développement d'un simulateur, dédié à l'étude d'un élément fondamental dans les machines tournantes à savoir, le roulement, en vue de simuler son comportement vibratoire en présence de défauts localisés.

La problématique traitée dans le présent travail sera donc le développement d'un simulateur numérique de vibrations de défauts de roulements. Une recherche théorique y sera détaillée afin de proposer un modèle assez simple, qui se prête facilement à la programmation, mais suffisamment puissant pour intégrer l'effet d'un maximum de paramètres influents sur la vibration des roulements.

Le développement du simulateur intègre plusieurs innovations, dont, le fait de tenir compte de la composante dynamique des chocs [1, 2] qui est très souvent négligée dans la littérature, le fait de pouvoir étudier l'influence d'une large palette de paramètres de fonctionnement (charge, vitesse, température, type de roulement, lubrification,

emplacements des défauts, ...etc.), mais aussi le fait de tenir compte de la fonction de transfert reliant le roulement au capteur, à travers la correction des perturbations aléatoires.

Cette modélisation sera appuyée par des essais expérimentaux sur un banc d'essai de roulement conçu et réalisé à L'ÉTS pour les besoins de l'étude (Voir annexe 5).

L'exploitation de ce simulateur a permis le développement de 2 nouveaux descripteurs dédiés au suivi de la dégradation des roulements [3, 4], de valider un 3ème descripteur dédié à la détection de chocs dans les machines tournantes [5] (roulements, engrenages, pistons...), ainsi que le développement d'un système expert basé sur les réseaux de neurones [6] et capable de prédire le diamètre et l'emplacement d'un défaut sur le roulement.

Le modèle proposé, au regard de la bibliographie, est assez complet quand au nombre de paramètres pris en considération. Il intègre effectivement pas moins de 15 paramètres pouvant affecter la réponse vibratoire du roulement. Une revue de la littérature a permis de dresser les études effectués sur le sujet, et de statuer sur l'originalité des travaux présentés dans ce mémoire :

<i>Référence</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>
<i>Sunnersjo et al.[7]</i>	○	○	○	○	○	○	●	○
<i>Gupta[8]</i>	●	○	●	●	○	○	○	○
<i>Meyer et al.[9]</i>	○	●	○	○	○	●	○	○
<i>Aini et al.[10]</i>	●	○	○	○	○	○	●	○
<i>Lim et al.[11]</i>	●	○	○	○	●	○	●	○
<i>Yhland et al.[12]</i>	●	●	○	○	○	○	○	○
<i>Su et al.[13]</i>	○	●	○	○	○	●	●	○
<i>Meeks et al.[14]</i>	●	○	●	●	○	○	●	○
<i>Hendrikx et al.[15]</i>	●	●	○	●	●	○	●	○
<i>Wensing (Thèse)[16]</i>	●	●	●	○	●	●	●	○
<i>Cette maîtrise</i>	○	●	●	○	●	●	●	●

où :

- a) Modèle tridimensionnel
- b) Considérations des défauts
- c) Effet du lubrifiant étudié
- d) La cage est modélisée
- e) L'application est flexible
- f) La déformation des bagues est considérée
- g) Le modèle est validé expérimentalement.
- h) La composante dynamique de la force d'impact est considérée.

La première étude expérimentale sur le sujet a été effectuée par Sunnersjo [7], Gupta est le premier à avoir développé un modèle tridimensionnel [8] en intégrant en même temps l'effet du lubrifiant ainsi que l'effet de la cage, mais en négligeant les défauts. Le modèle développé par Meyer [9] intègre quant à lui les défauts, ainsi que la flexion des bagues, l'inconvénient de ces 2 dernières études est l'absence d'essais expérimentaux pour les valider.

Une étude intéressante a été faite par Aini [10], intégrant un modèle tridimensionnel validé par des essais expérimentaux, suivi par une étude de Lim [11], qui a développé en plus une application plus flexible.

Yhland a proposé un modèle tridimensionnel tout en considérant les défauts [12]. Su [13] a réalisé une étude sur la vibration des roulements, proposant un modèle considérant les défauts, ainsi que la déflexion des bagues; des essais expérimentaux accompagnent cette étude.

L'une des premières études approfondies sur le sujet et touchant les divers aspects de la dynamique des roulements est proposée par Meeks [14]; il a développé un modèle tridimensionnel intégrant le film lubrifiant ainsi que la cage du roulement, le tout validé

expérimentalement. L'inconvénient de cette étude est l'absence de l'effet des défauts. Hendrikx [15], propose un modèle analogue au précédent (sans cage), et qui considère les défauts.

Une thèse a été effectuée par Wensig [16]; intégrant tout les critères cités plus haut, mis à part la cage et la composante dynamique.

Au regard de ce résumé de revue de littérature, le modèle proposé dans le présent mémoire, tout en considérant la plupart des paramètres traités dans les autres études, est pratiquement le seul (mis à part Zhang [17], dont l'étude a seulement porté sur des défauts de bagues extérieures) à intégrer la composante dynamique de l'effort de choc. Ainsi, outre la validation du modèle par des essais expérimentaux, le logiciel permet de simuler un éventail très large de configurations de défauts tout en considérant différentes conditions d'opérations et de chargements tout en offrant la possibilité de changer le roulement étudié.

En plus de tous ces avantages, le simulateur offre la possibilité d'être facilement configurable pour simuler en boucle, différentes conditions, afin de générer rapidement une base de données qui peut servir à l'apprentissage d'un réseau de neurones.

CHAPITRE 1

SYNTHÈSE DES TROIS ARTICLES

Le présent chapitre est destiné à présenter une synthèse des articles qui constitueront le corps du mémoire, une brève description ainsi que le lien entre eux seront étayés.

1.1 BEAT, simulateur virtuel de défauts de roulements

Un simulateur numérique de roulements permettant de calculer les réponses vibratoires générées par des défauts localisés a été développé. Dans cet article[1], l'étude du comportement vibratoire des roulements à billes est présentée. Il y sera détaillé les données relatives aux roulements et aux défauts ainsi que la théorie régissant la dynamique des roulements. Une modélisation du comportement vibratoire des roulements à billes et une simulation de la réponse du modèle en présence des défauts sont effectuées. Une étude expérimentale sur un banc d'essais a aussi été menée afin de corroborer les résultats. La partie expérimentale, allant de la conception à la fabrication du banc d'essai de roulements défectueux à l'exploitation de ces résultats, y est aussi présentée.

La composante dynamique induite au moment du choc (bille/défaut) a été prise en compte[2]. En effet, il a été démontré que cette composante est directement reliée au diamètre du défaut -entre autres - et que sa valeur peut atteindre 12 % de l'effort statique pour des roulements en état de dégradation avancée.

Le modèle du roulement que nous avons adopté est représenté sur la figure 1. Dans ce modèle, les inconnues suivantes sont à déterminer :

K_{21} : la rigidité du film d'huile entre billes et BE [$N.m^{-1}$]

K_{23} : la rigidité du film d'huile entre billes et BI [$N.m^{-1}$]

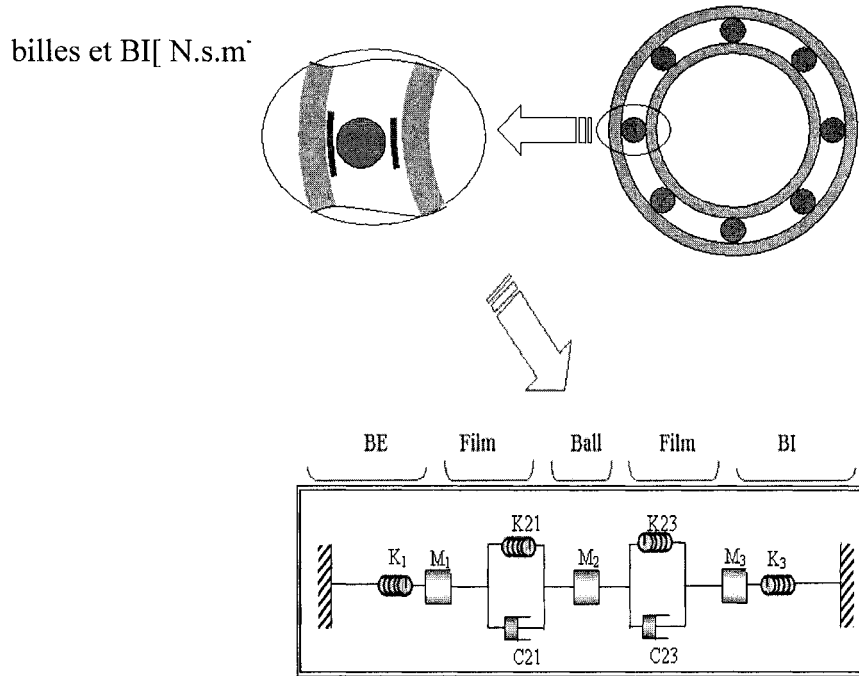


Figure 1 Modèle du roulement

C_{21} : l'amortissement du film d'huile entre billes et BE [N.s.m⁻¹]

C_{23} : l'amortissement du film d'huile entre

M_1 : la masse de la bague extérieure [Kg]

M_2 : la masse de la bille [Kg]

M_3 : la masse de la bague intérieure [Kg]

K_1 : la rigidité de la bague extérieure [N.m⁻¹]

K_3 : la rigidité de la bague intérieure [N.m⁻¹]

Le système d'équations de mouvement régissant ce modèle est le suivant :

$$\begin{cases} M_1 \ddot{y}_1 + C_{22} \dot{y}_1 - C_{23} \dot{y}_2 + (K_1 + K_{22}) y_1 - K_{22} y_2 = F_1 \\ M_2 \ddot{y}_2 - C_{22} \dot{y}_1 + (C_{22} + C_{21}) \dot{y}_2 - C_{21} \dot{y}_3 - K_{22} y_1 + (K_{22} + K_{21}) y_2 - K_{21} y_3 = F_2 \\ M_3 \ddot{y}_3 + C_{21} \dot{y}_3 - C_{21} \dot{y}_2 + (K_3 + K_{21}) y_3 - K_{21} y_2 = F_3 \end{cases}$$

Ce système d'équations est résolu à l'aide de la plate-forme Simulink sur Matlab. La réponse obtenue à la sortie du simulateur subit alors 2 types de corrections :

- Géométrique : pour compenser l'effet de rotation du point de déflexion maximal par rapport au capteur qui reste fixe.
- Ajout de la composante aléatoire : pour compenser l'effet de glissement des billes.

La validation du processus de correction est effectuée à l'aide d'une étude comparative avec un banc d'essai qui a déjà été présenté.

Les réponses temporelles expérimentales et simulée accompagnée de leurs descripteurs respectifs pour un défaut de 550 microns sur le BE, sont présentées à la figure 2. On observe la même modulation d'amplitude à la même fréquence pour les 2 signaux. Au niveau, des descripteurs temporels, on observe sensiblement le même ordre de grandeur, avec une erreur relative maximale de 10% lors d'une comparaison mesure par mesure. Cette erreur maximale retombe à 6% lorsque l'on compare les mesures expérimentales avec des moyennes simulés, ceci est du à l'effet de la composante aléatoire qui diminue avec le nombre de moyenne.

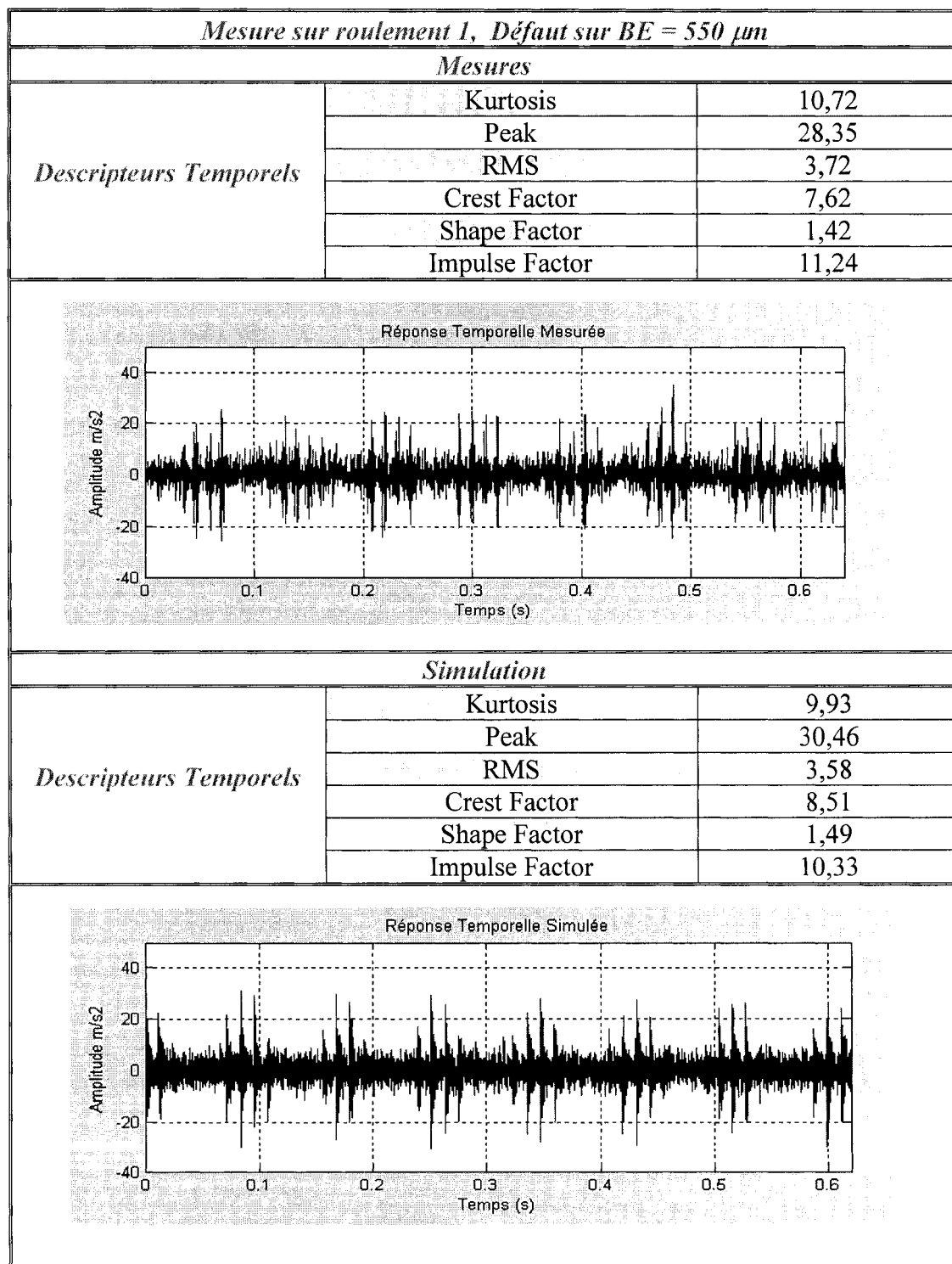


Figure 2 Réponse temporelle expérimentale et simulée

Ces résultats permettent de confirmer, au regard des descripteurs temporels et de la forme du signal temporel, la validité du simulateur.

1.2 La transformée de Julien Rapide

L'index Julien (IJ) a été développé [4] pour identifier la présence de chocs dans un signal à partir du domaine temporel.

Dans sa configuration d'origine[4], l'IJ se résumait à un compteur de chocs par unité de temps, ou au mieux par révolution. Cet outil simple permettait à un utilisateur non expérimenté d'assurer le suivi des chocs dans un équipement, en relevant le nombre de chocs par cycle.

En partant du principe de base de l'Index Julien, un nouvel algorithme modifié [5] a été mis au point, qui en plus d'améliorer considérablement le temps d'exécution (réduction de 99.7% : ramené de 15mn à 2s), offre l'avantage de localiser ces chocs dans le temps, ainsi que d'associer une amplitude relative pour chaque choc. À partir de là, et moyennant un fenêtrage adéquat et une transformée de Fourier, la fréquence des chocs est obtenue avec grande précision, et sans être influencée par les autres composantes (harmoniques ou aléatoires) contenues dans le signal.

Le principe de base de la Transformée de Julien Rapide (RJT), est à la fois simple et puissant. La démarche consiste à :

- Effectuer un balayage du signal en fixant toujours 3 fenêtres successives de longueur n , une centrale, une à gauche et une à droite.
- Tout au long du balayage, comparer l'énergie contenue dans ces 3 fenêtres, et signaler la présence d'un choc (un vecteur binaire est créé contenant des 1 = choc, et des 0 = pas de chocs) si l'énergie de la fenêtre centrale l'emporte sur celle de gauche et celle de droite.

- En se servant du vecteur binaire crée, une procédure de nettoyage est effectuée pour ne garder que les chocs
- Le signal nettoyé subit dès lors un fenêtrage afin d'éliminer les distorsions fréquentielles causés par le fait de couper le signal sur les fronts montants du vecteur binaire.

Le signal modifié est donc un signal temporel (nettoyé par l'IJ), ne contenant que les chocs.

Un nouveau descripteur a été donc mis au point, et qui consiste simplement à calculer le rapport énergie des chocs/énergie du signal original. L'augmentation de ce ratio, indiquera à l'utilisateur de façon très claire une augmentation de la composante des chocs dans le signal, synonyme de l'aggravation du défaut, sans risque d'être masqué par les perturbations aléatoires ou harmoniques.

Un exemple de calcul de l'Index Julien dans l'environnement de BEAT est présenté [fig.3].

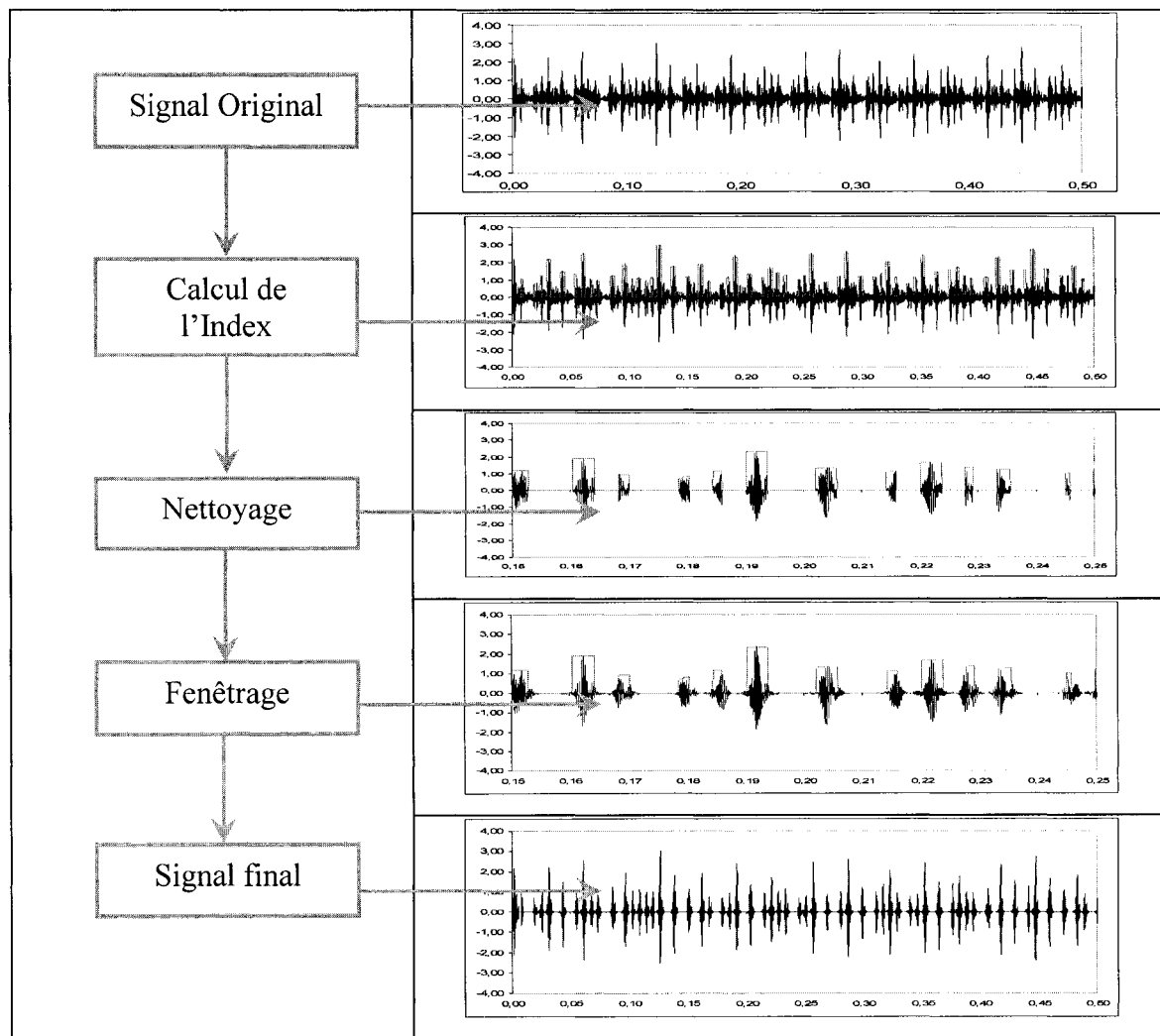


Figure 3 Procédure de calcul du RJT

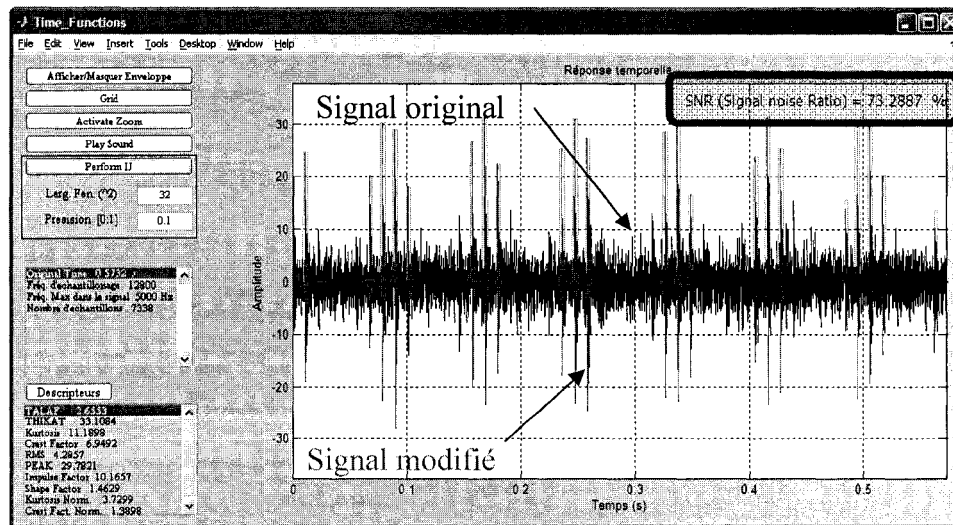


Figure 4 Aperçu du calcul du RJT dans l'environnement BEAT

La transformée de fourrier du signal modifié et une analyse Temps-Fréquence, permettent d'identifier la fréquence des chocs, et ainsi d'en identifier la cause.

1.3 Détection et classification de défauts de roulements par réseaux de neurones

Un système expert, capable à partir de descripteurs temporels et fréquentiels issus du signal vibratoire, de remonter au diamètre de défaut ayant causé cette vibration ainsi que son emplacement, a été développé [6]. Les travaux relatés dans la littérature dans le domaine fournissent très souvent une sortie binaire[18, 19], synonyme de présence ou d'absence de défaut seulement dont le principal résultat est soit : Oui = il y a défaut, soit Non = il n'y a pas de défaut. De plus, les études localisant l'emplacement du défaut n'attribuent pas nécessairement de criticité au défaut (il peut s'agir de défaut naissant, grave ou très critique).

La première originalité de ce travail est de, non seulement signaler la présence d'un défaut, mais aussi de localiser son emplacement, et de lui attribuer une criticité (en

déterminant son diamètre). La deuxième originalité dans la démarche réside dans les données d'apprentissage du réseau de neurones. En effet, au lieu de recourir à des signaux expérimentaux issus de mesures vibratoires, nous utiliserons un simulateur numérique BEAT (Bearing Toolbox), qui est lui-même parfaitement calibré par rapport à des mesures expérimentales sur 2 bancs d'essais différents, l'un provenant des études réalisées par la '*Case Western Reserve University*', et l'autre dans les laboratoires de Dynamo à l'ÉTS. En partant du principe qu'un réseau de neurones est de plus en plus performant avec la quantité et la qualité des données d'apprentissage, l'utilisation de signaux simulés à la place de signaux expérimentaux est d'un apport bénéfique quand à la performance du réseau de neurones. L'utilisation de BEAT, permet de générer très rapidement (15s par configuration), une base de données de vibrations quasi-infinie dans les configurations de défauts et d'opérations choisis, ce qui représente une source d'apprentissage considérable pour le réseau de neurones. L'autre avantage tiré de l'utilisation de BEAT, est la possibilité de simuler des configurations très difficiles à mettre en œuvre en pratique car dangereuses, telles des vitesses de rotation très élevées, des températures extrêmes -hautes ou basses- qui influent sur la viscosité du lubrifiant et affectent la réponse vibratoire.

Une attention particulière a été accordée au recensement des variables d'entrée du réseau de neurones et à sa configuration interne. Il a été prouvé, par les différentes simulations effectuées, qu'un réseau constitué d'une seule couche intermédiaire et ayant 5 neurones dans cette même couche offrait les meilleures performances. Ce constat a été aussi motivé par la littérature [19].

L'étude des variables d'entrées a permis de distinguer 2 types :

- Descripteurs temporels : qui seront plutôt spécialisé dans la reconnaissance du diamètre du défaut.
- Descripteurs fréquentiels : qui seront plus spécialisé dans la reconnaissance de l'emplacement du défaut.

Durant toute la phase de développement du réseau de neurones, une validation numérique au travers de simulations a accompagné chacune des étapes, à savoir la sélection des variables d'entrées, la configuration du réseau de neurones, la validation des performances du réseau.

Une sélection adéquate des variables d'entrées, associée à une configuration optimale du réseau de neurones, mais surtout, une base de données très large et couvrant quasiment toutes les configurations possibles (de fonctionnement, de chargement et de défauts), ont permis d'aboutir à des résultats très satisfaisants.

Il est aussi à noter, que le réseau de neurones, a bénéficié de 2 nouveaux descripteurs temporels que nous avons développés, et qui sont spécialement dédiés à la surveillance des roulements. Ainsi, profitant de tous ces éléments, les performances affichés par le système expert sont de 99.8% quand à la reconnaissance du diamètre du défaut, et de 97% quand à la localisation de l'emplacement du défaut.

CHAPITRE 2

BEAT : UN SIMULATEUR VIRTUEL DE DÉFAUTS DE ROULEMENTS

2.1 Présentation

Dans cet article, une étude du comportement vibratoire des roulements à billes est présentée [1]. Ce travail montre le développement théorique d'un simulateur numérique permettant de générer leurs réponses vibratoires en présence de défauts localisés. Une partie théorique est développée et comprend les données nécessaires relatives aux roulements et aux défauts ainsi que la théorie régissant la dynamique des roulements. Une modélisation du comportement vibratoire des roulements à billes et une simulation de la réponse du modèle en présence des défauts sont effectuées. Cette théorie est amplement détaillée dans l'**annexe 1**. Les résultats sont corroborés à l'aide d'un banc d'essais. Une partie expérimentale (Voir **annexe 5** pour plus de détails) allant de la conception à la fabrication d'un banc d'essai de roulements défectueux à l'exploitation de ces résultats y est aussi présentée.

La composante dynamique induite au moment du choc (bille/défaut) a été prise en compte [2]. En effet, il a été démontré (**Annexe 2**) que cette composante est directement reliée au diamètre du défaut -entre autres - et que sa valeur peut atteindre 12 % de l'effort statique pour des roulements en état de dégradation avancée.

La validation du processus de correction (**Annexe 3**) est effectuée à l'aide d'une étude comparative avec un banc d'essai qui a déjà été présenté. Les réponses temporelles expérimentales et simulée accompagnée de leurs descripteurs respectifs y sont présentées.

2.2 Article

Beat : Un simulateur virtuel de défauts de roulements

Béchir Badri¹, Marc Thomas¹ et Sadok Sassi²

¹ Département de génie mécanique, École de technologie supérieure, Montréal

Marc.thomas@etsmtl.ca

Bechirbadri@yahoo.fr

² Faculty of Engineering, Sohar university, PO Box 44, Postal code 311, Sohar, Sultanate of OMAN

s.sassi@soharuni.edu.om

2.1.1 Résumé

Un nouveau logiciel, appelé BEAT, a été développé pour prédire la réponse vibratoire de roulements à des excitations produites par des défauts. Le développement de BEAT a été obtenu à l'aide d'un nouveau modèle hybride combinant des équations théoriques ainsi que des techniques de résolution numérique. La génération de vibrations par un défaut ponctuel dans un élément de roulement est modélisée, en fonction de la rotation du roulement, de la répartition de la charge dans le roulement, de la fonction de transfert entre le roulement et le capteur, de l'élasticité de la structure du roulement, et des caractéristiques élasto-hydro-dynamiques du film d'huile. Pour tester la capacité prédictive du modèle, les résultats ont été comparés aux résultats expérimentaux effectués sur un banc d'essai de roulement.

MOT CLÉS :

Maintenance, roulements, défauts, vibrations, simulations, modélisation numérique, banc d'essai, traitement du signal, etc.

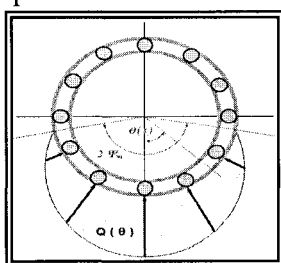
2.1.2 Introduction

Une étude du comportement vibratoire des roulements à billes est présentée. Ce travail montre le développement d'un simulateur numérique permettant de générer leurs réponses vibratoires en présence de défauts localisés. Une partie théorique est développée et comprend les données nécessaires relatives aux roulements et aux défauts ainsi que la théorie régissant la dynamique des roulements. Une modélisation du comportement vibratoire des roulements à billes et une simulation de la réponse du modèle en présence des défauts sont effectuées. Les résultats sont corroborés à l'aide d'un banc d'essais. Une partie expérimentale allant de la conception à la fabrication d'un banc d'essai de roulements défectueux à l'exploitation de ces résultats.

2.1.3 Partie théorique

2.2.1.1 Expression de la charge statique Q_i

Il a été démontré que la distribution de l'effort appliqué au roulement est régit par la loi suivante :



$$Q_i = Q_{max} \left[1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2 \cdot \varepsilon} \right]^t \quad (1.1)$$

Figure 5 Répartition des contraintes dans le roulement

Où :

Q_{max} : La charge maximale agissant sur l'élément roulant le plus chargé

ε : un paramètre de chargement dépendant directement des efforts radial et axial

Une étude par éléments finis a été effectuée pour valider cette loi et il en est ressorti les résultats suivants:

Tableau I
Comparatif de la méthode numérique et analytique

Bille N°		2	3	4
Effort donné par la formule théorique (N)		509	671	509
Valeur de la contrainte donnée par COSMOS (N /m²)		1,02E+08	1,51E+08	9,99E+07
Zone de contact	1er rayon de l'ellipse Lb	5,10E-03	4,83E-03	5,10E-03
	2eme rayon de l'ellipse La	2,91E-04	2,76E-04	2,91E-04
	Surface de l'ellipse	4,66E-06	4,18E-06	4,66E-06
Effort donné par COSMOS (N) =Contrainte*Surface de contact		475,81	631,01	466,02
Ecart relatif (%)		6,52	5,96	5,28

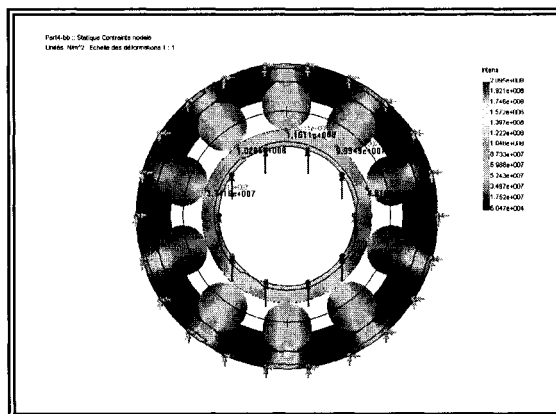


Figure 6 Répartition des contraintes dans le roulement

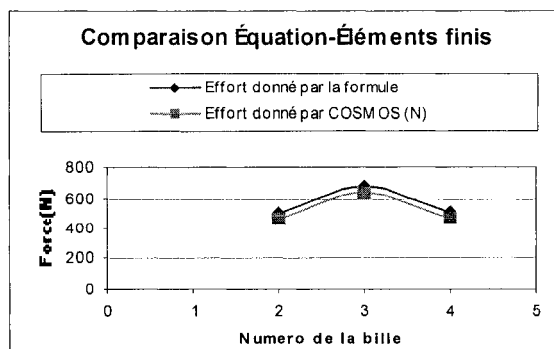


Figure 7 Comparaison des efforts sur les billes selon les 2 méthodes

2.2.1.2 Expression de la charge totale subie à l'instant du choc

Nous avons considéré la composante dynamique induite au moment du choc (bille/défaut). En effet, nous avons démontré que cette composante est directement liée au diamètre du défaut -entre autres - et que sa valeur peut atteindre 12 % de l'effort statique pour des roulements en état de dégradation avancée.

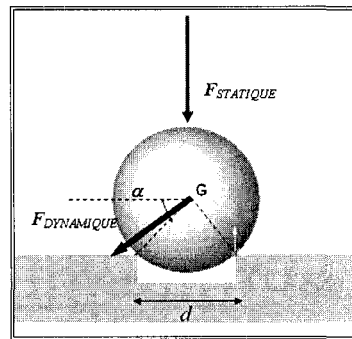


Figure 8 Efforts appliqués à l'instant du choc

$$\text{Effort (Total)} = \text{Effort (Statique)} + \text{Effort (Dynamique)}$$

L'équation régissant l'effort total est :

$$F_T = F_s \left(1 + \frac{\sin \alpha}{2g} \frac{\Delta V^2}{\Delta S} \right)$$

Où : α est l'angle de choc définit par le rapport diamètre du défaut sur diamètre des billes (voir fig. 4)

$$\Delta S = \frac{d^2}{B_d} \quad (1.3)$$

et ΔV est la différence de vitesse entre l'instant initial où la bille commence à basculer et l'instant final où se produit le choc.

2.2.1.3 Modélisation du roulement

Le modèle du roulement que nous avons adopté est représenté sur la figure 5. Dans ce modèle, les inconnues suivantes sont à déterminer :

K_{21} : la rigidité du film d'huile entre billes et BE [N.m⁻¹]

K_{23} : la rigidité du film d'huile entre billes et BI [N.m⁻¹]

C_{21} : l'amortissement du film d'huile entre billes et BE [N.s.m⁻¹]

C_{23} : l'amortissement du film d'huile entre billes et BI [N.s.m⁻¹]

M_1 : la masse de la bague extérieure [Kg]

M_2 : la masse de la bille [Kg]

M_3 : la masse de la bague intérieure [Kg]

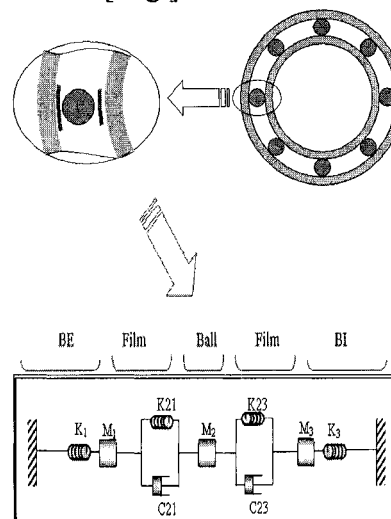


Figure 9 Modèle du roulement suivant une ligne radiale

2.2.1.4 Détermination de la rigidité des bagues

Dans le cas d'une bague en flexion libre dans son plan, la pulsation propre du $n^{\text{ième}}$ mode propre est donnée par :

$$\omega_n = \frac{n(n^2 - 1)}{\sqrt{1 + n^2}} \sqrt{\frac{E \cdot I}{\mu \cdot R^4}} \quad (1.4)$$

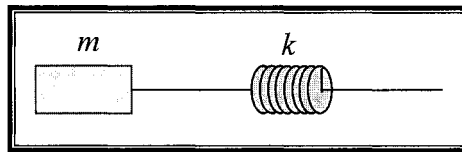


Figure 10 Modélisation de la bague

Où

ω_n : la pulsation propre du $n^{\text{ième}}$ mode [rad/s].

n : l'ordre du mode.

E : le module d'élasticité longitudinale [N/m²].

I : le moment d'inertie de la section transversale de la bague [m⁴].

μ : la masse linéique [Kg/m].

R : le rayon de la bague [m].

Les modes 0 et 1 sont des modes rigides. On considère donc le mode 2 comme étant le premier mode de vibration en flexion. La pulsation propre du système à un seul degré de liberté sera prise égale à :

$$\omega_{bague} = 2.68 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\mu \cdot R^4}} \quad (1.5)$$

Par ailleurs, la pulsation propre d'un système masse ressort est :

$$\omega_{bague} = \sqrt{\frac{K_{bague}}{M_{bague}}} \quad (1.6)$$

Connaissant les caractéristiques géométriques, massiques et mécaniques de la bague on pourra ainsi déterminer sa rigidité K_{bague} et sa masse M_{bague} .

2.2.1.5 Détermination de la rigidité et amortissement du film d'huile

Ce calcul a été effectué à l'aide de la théorie régissant les régimes de lubrification élasto-hydro-dynamique « EHD », dont nous avons vérifié numériquement l'existence au niveau des contacts bille/BI et bille/ BE.

On obtient les résultats suivants :

➤ Rigidité et amortissement sans dimension du film d'huile :

$$K = \frac{4}{W_r \lambda_k^2} \left[\frac{\varepsilon_0}{(1 - \varepsilon_0^2)^2} \sin^2 \phi_0 + \frac{3 \pi \varepsilon_0^2}{4 (1 - \varepsilon_0^2)^{5/2}} \sin \phi_0 \cos \phi_0 + \frac{2 \varepsilon_0 (1 + \varepsilon_0^2)}{(1 - \varepsilon_0^2)^3} \cos^2 \phi_0 \right] \quad (1.7)$$

➤ Amortissement sans dimension du film d'huile :

$$C = \frac{4}{W_r \lambda_k^2} \left[\frac{\pi}{2 (1 - \varepsilon_0^2)^{3/2}} \sin^2 \phi_0 + \frac{4 \varepsilon_0}{(1 - \varepsilon_0^2)^2} \sin \phi_0 \cos \phi_0 + \frac{\pi (1 + 2 \varepsilon_0^2)}{2 (1 - \varepsilon_0^2)^{5/2}} \cos^2 \phi_0 \right] \quad (1.8)$$

$$\frac{4}{W_r \lambda_k^2} = \frac{(1 - \varepsilon_0^2)^2}{\varepsilon_0 [16 \varepsilon_0^2 + \pi^2 (1 - \varepsilon_0^2)]^{1/2}} \cos^2 \phi_0 \quad (1.9)$$

$$\tan \phi_0 = \frac{\pi (1 - \varepsilon_0^2)^{1/2}}{4 \varepsilon_0} \quad (1.10)$$

$$\varepsilon_0 = 1 - \frac{h}{c} \quad (1.11)$$

- λ définit le rapport largeur sur longueur de la zone de contact.
- Φ_0 est l'angle max. décrit par la distribution de charge.
- W_R est l'effort résultant appliqué sur le film d'huile
- $\varepsilon_0 = 1 - \frac{h}{j_D}$

Les relations suivantes nous permettent de passer des coefficients sans dimensions aux valeurs de rigidités et d'amortissements du film d'huile au niveau des contacts Billes/BE et Billes/BI :

$$k = \frac{K_{xx}}{Jd} \frac{W}{Jd} \quad (1.12)$$

$$b = \frac{B_{xx}}{\omega} \frac{W}{Jd} \quad (1.13)$$

- W est l'effort résultant appliqué sur le film d'huile
- J_D le jeu diamétral du roulement
- ω est la fréquence de rotation en rad/s.
- K_{xx} et B_{xx} sont les coefficients sans dimensions de rigidité et d'amortissement.

2.2.1.6 Mise en équation du modèle et résolution

Le système d'équation à résoudre est le suivant :

$$\begin{cases} M_1 \ddot{y}_1 + C_{22} \dot{y}_1 - C_{22} \dot{y}_2 + (K_1 + K_{22}) y_1 - K_{22} y_2 = F_1 \\ M_2 \ddot{y}_2 - C_{22} \dot{y}_1 + (C_{22} + C_{21}) \dot{y}_2 - C_{21} \dot{y}_3 - K_{22} y_1 + (K_{22} + K_{21}) y_2 - K_{21} y_3 = F_2 \\ M_3 \ddot{y}_3 + C_{21} \dot{y}_2 - C_{21} \dot{y}_3 + (K_3 + K_{21}) y_3 - K_{21} y_2 = F_3 \end{cases} \quad (1.14)$$

Les matrices de masse, de rigidité et des coefficients d'amortissement $[M]$, $[K]$, $[C]$ sont données par :

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} C_{21} & -C_{21} & 0 \\ -C_{21} & C_{21} + C_{23} & -C_{23} \\ 0 & -C_{23} & C_{23} \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 + K_{21} & -K_{21} & 0 \\ -K_{21} & K_{21} + K_{23} & -K_{23} \\ 0 & -K_{23} & K_3 + K_{23} \end{bmatrix}$$

2.2.1.7 Corrections de la réponse

2.2.1.8 Correction géométrique de la réponse

La position angulaire θ_{BI} d'un défaut sur la bague intérieure est variable au cours du temps. La réponse que donne le modèle est toujours une réponse suivant la ligne radiale de maximum de déformation. Cette réponse a donc une amplitude constante, alors que la réponse réelle enregistrée par un capteur est donnée suivant la ligne radiale de mesure et aura donc une amplitude variable au cours du temps.

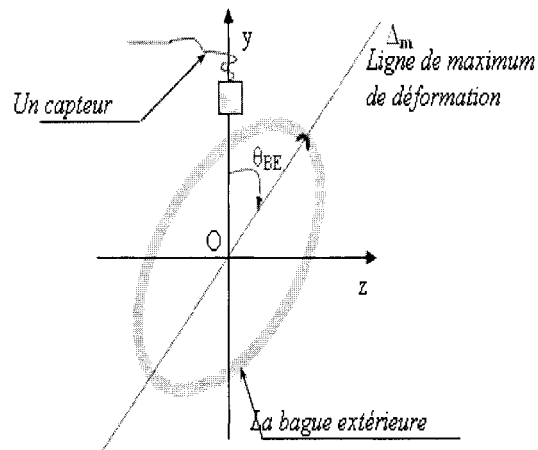


Figure 11 Correction géométrique

2.2.1.9 Effets des perturbations aléatoires

Le glissement, quoique intermittent, des billes sur les bagues génère un bruit aléatoire, visible dans toutes les mesures expérimentales. Il faut donc intégrer ce terme aléatoire dans la réponse globale de notre modèle. La loi régissant l'amplitude du bruit que nous ajoutons est inspirée d'études menées sur des signaux acoustiques émis par les roulements que nous avons adaptés aux signaux vibratoires en regard des résultats expérimentaux que nous avons recueillis.

2.1.4 Partie expérimentale

Le banc d'essais comprenait un moteur, un accouplement flexible, 2 paliers à roulements et un système d'excitation.

Nous avons opté pour l'application de l'effort radial par le moyen d'un système de déséquilibre de masse (balourd), qui en tournant crée par son inertie un effort centrifuge. L'effort axial a été appliqué à l'aide d'un ressort.

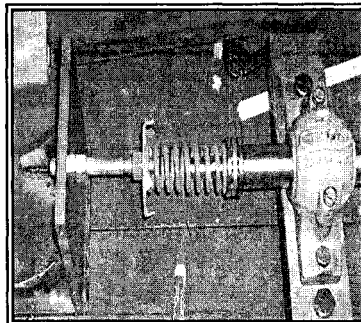


Figure 12 Dispositif d'application de la charge axiale

2.2.1.10 Résultats expérimentaux

La figure 13 montre l'allure de la réponse temporelle pour un défaut sur crée sur la bague extérieure avec un effort radial tournant.

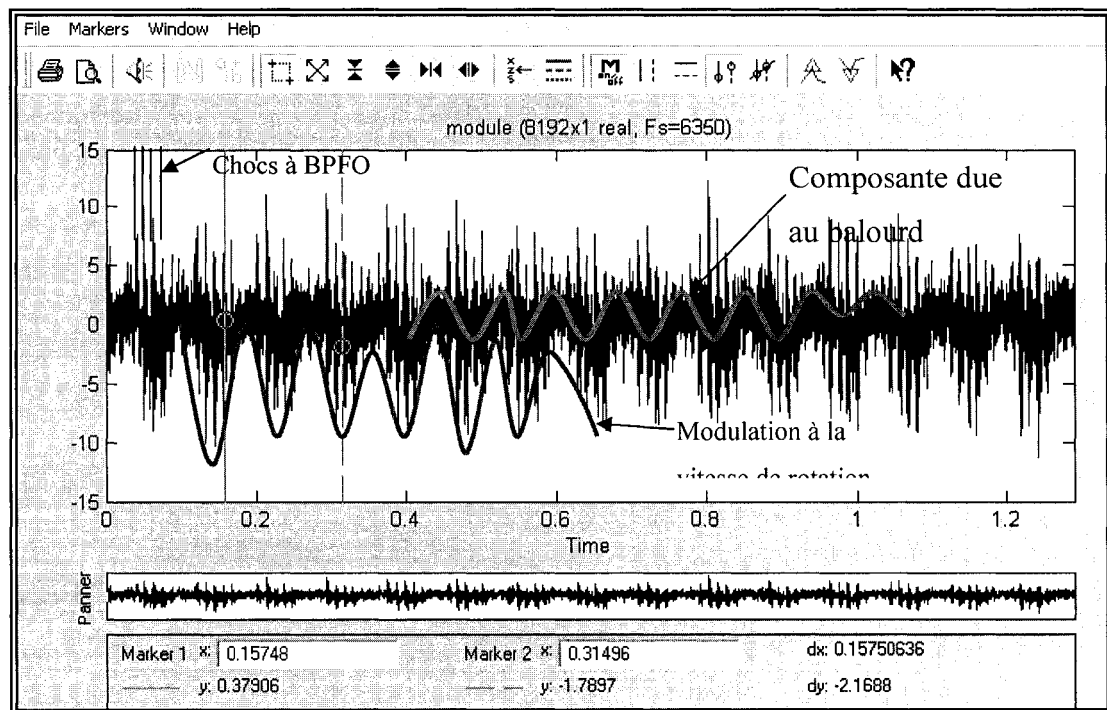


Figure 13 Allure de la réponse temporelle

On voit très clairement dans ce signal une modulation à la fréquence de rotation de 12Hz. Cette modulation corrobore notre théorie et s'explique par la rotation de la charge radiale à la même vitesse que le vitesse de rotation. Le défaut étant fixe (sur la bague extérieure), les chocs se produisent périodiquement dans des zones de charge maximale (au passage du balourd) et dans des zones moins chargées (après le passage du balourd). Les chocs se produisent à la fréquence de passage des billes sur la bague extérieure BPFO. Aussi on note la présence d'une composante basse fréquence (toujours à la vitesse de rotation 12Hz). Cette composante (en vert sur la courbe) ne provient pas du roulement mais du balourd. Pour valider notre logiciel qui ne considère que les vibrations induites par les défauts de roulement, nous avons opté pour l'élimination de la

composante externe. Pour éliminer cette composante nous avons utilisé un filtre numérique coupe bande de CHEBYSHEV d'ordre 2 de fréquence de coupure 11hz et 13 hz. Ainsi, nous avons traité le signal filtré, tel que montré à la figure 14.

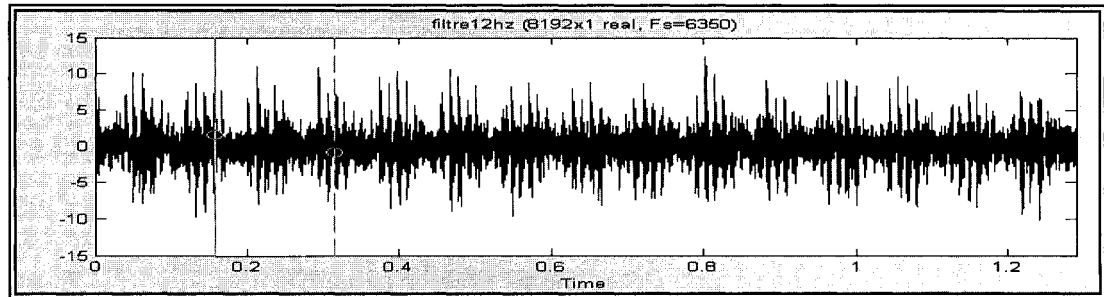


Figure 14 Réponse après filtrage : disparition de la composante continue

2.2.1.11 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux

2.2.1.12 Les descripteurs temporels

À l'aide du logiciel, nous avons analysé les réponses temporelles et les avons comparé avec les valeurs expérimentales. Ainsi, nous avons pu évaluer l'efficacité du logiciel BEAT pour évaluer plusieurs descripteurs temporels, pour différentes grosseurs du défaut, tels que signal crête et efficace (fig 15), le facteur de crête et le Kurtosis (fig 16) et les facteurs de forme et d'impulsion (fig 17). Toutes ces figures montrent une excellente corrélation entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus à partir de notre simulateur.

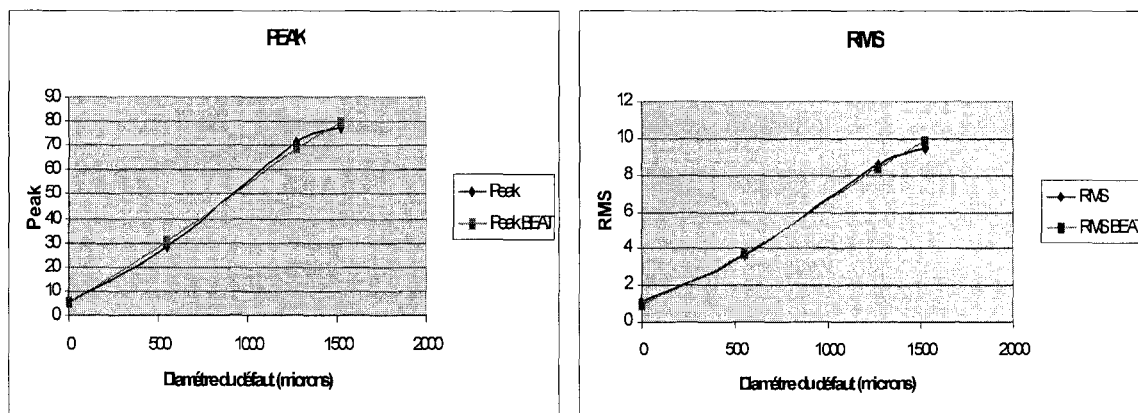


Figure 15 Comparaison des signaux crête et efficaces

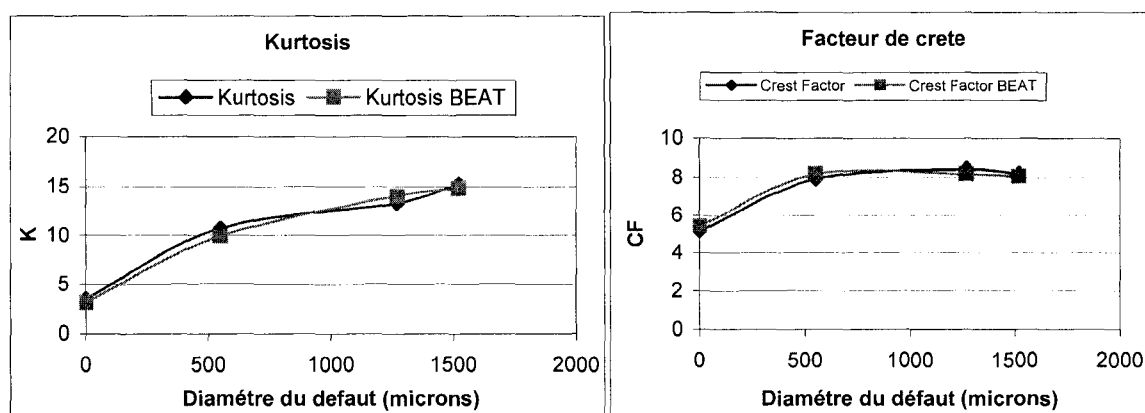


Figure 16 Comparaison du facteur de crête et du Kurtosis

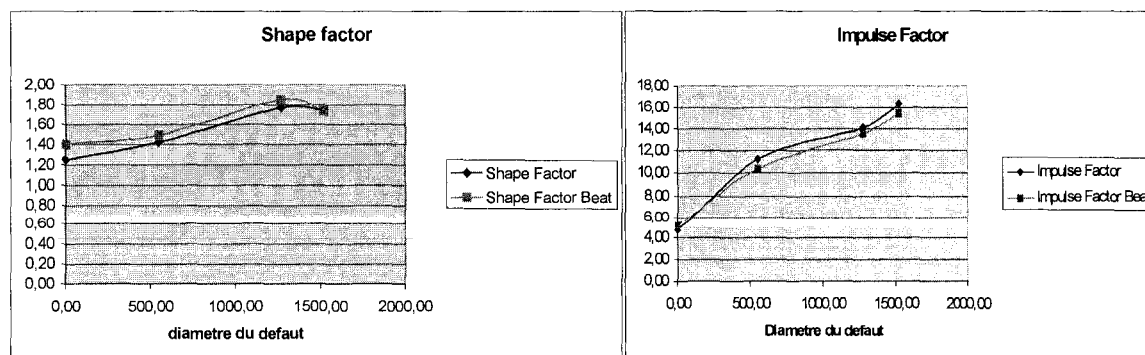


Figure 17 Comparaison des facteurs de forme et d'impulsion

2.2.1.13 Les descripteurs fréquentiels

La même étude a été effectuée pour tester la validité des résultats délivrés par le simulateur dans le domaine fréquentiel. Les figures 18 à 20 montrent les résultats pour estimer l'amplitude du signal aux trois premières harmoniques de BPFO.

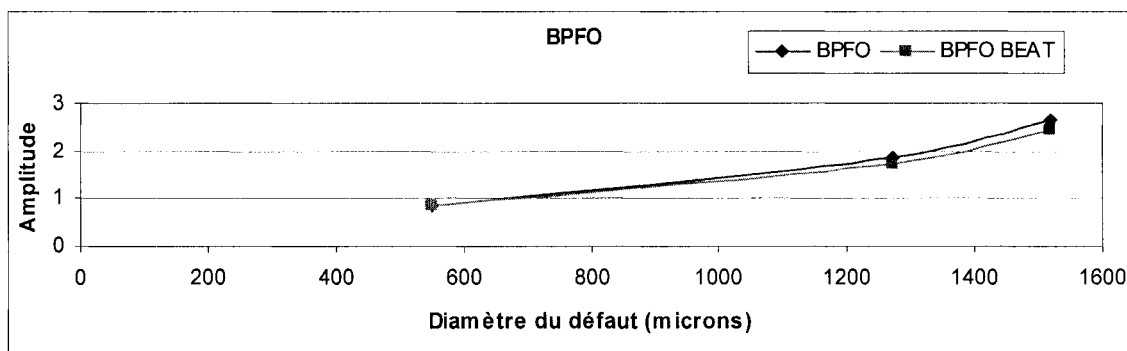


Figure 18 BPFO expérimental et numérique

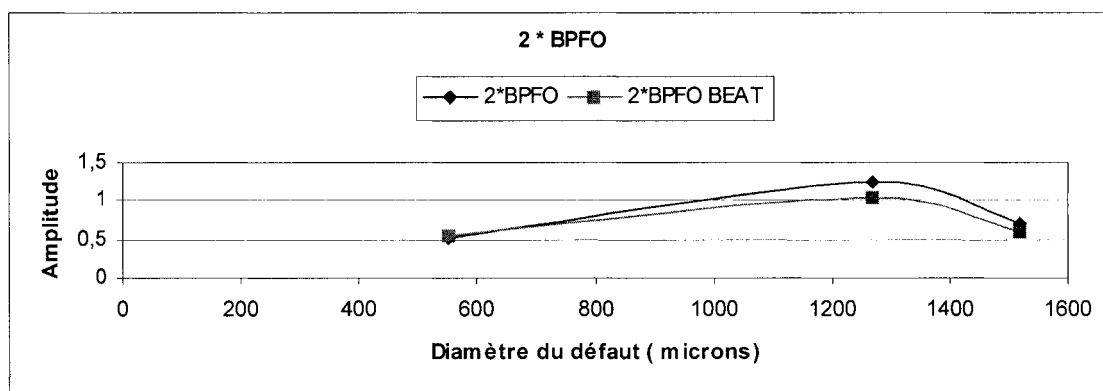


Figure 19 2*BPFO expérimental et numérique

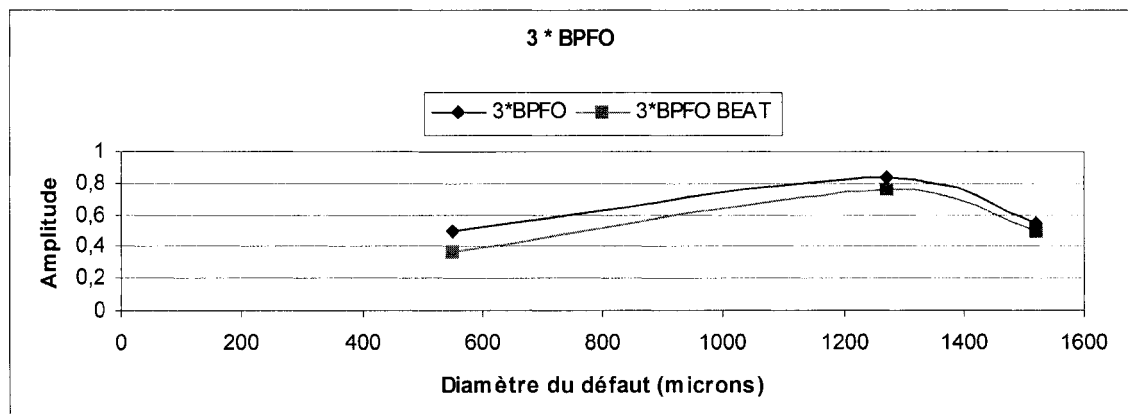


Figure 20 3*BPFO expérimental et numérique

2.2.1.14 Exemples de signaux mesurés et simulés

La figure 21 montre une comparaison des signaux temporels obtenus expérimentalement et à l'aide de notre simulateur.

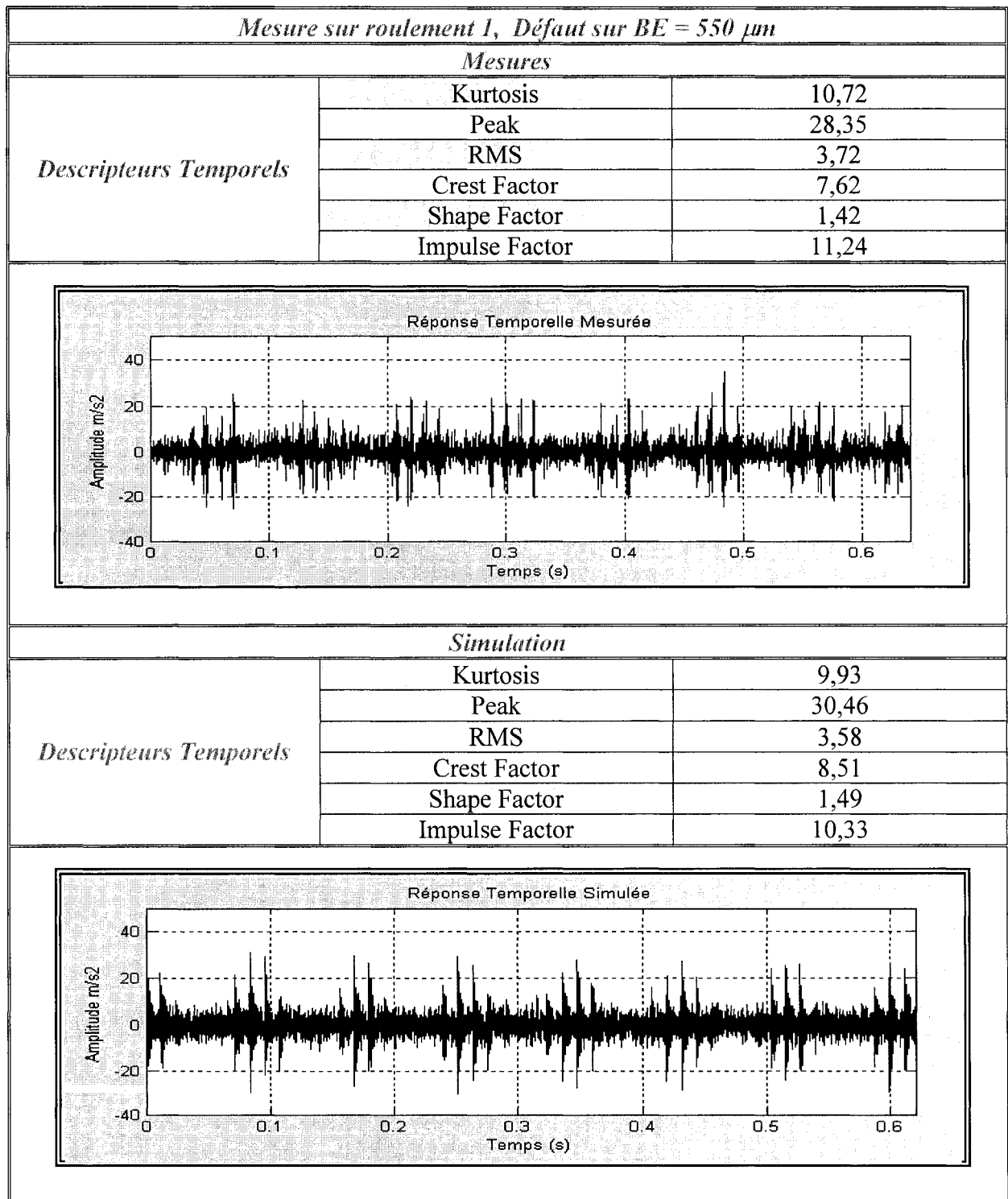


Figure 21 Comparaison des signaux temporels

La figure 22 montre une comparaison des signaux fréquentiels obtenus expérimentalement et à l'aide de notre simulateur.

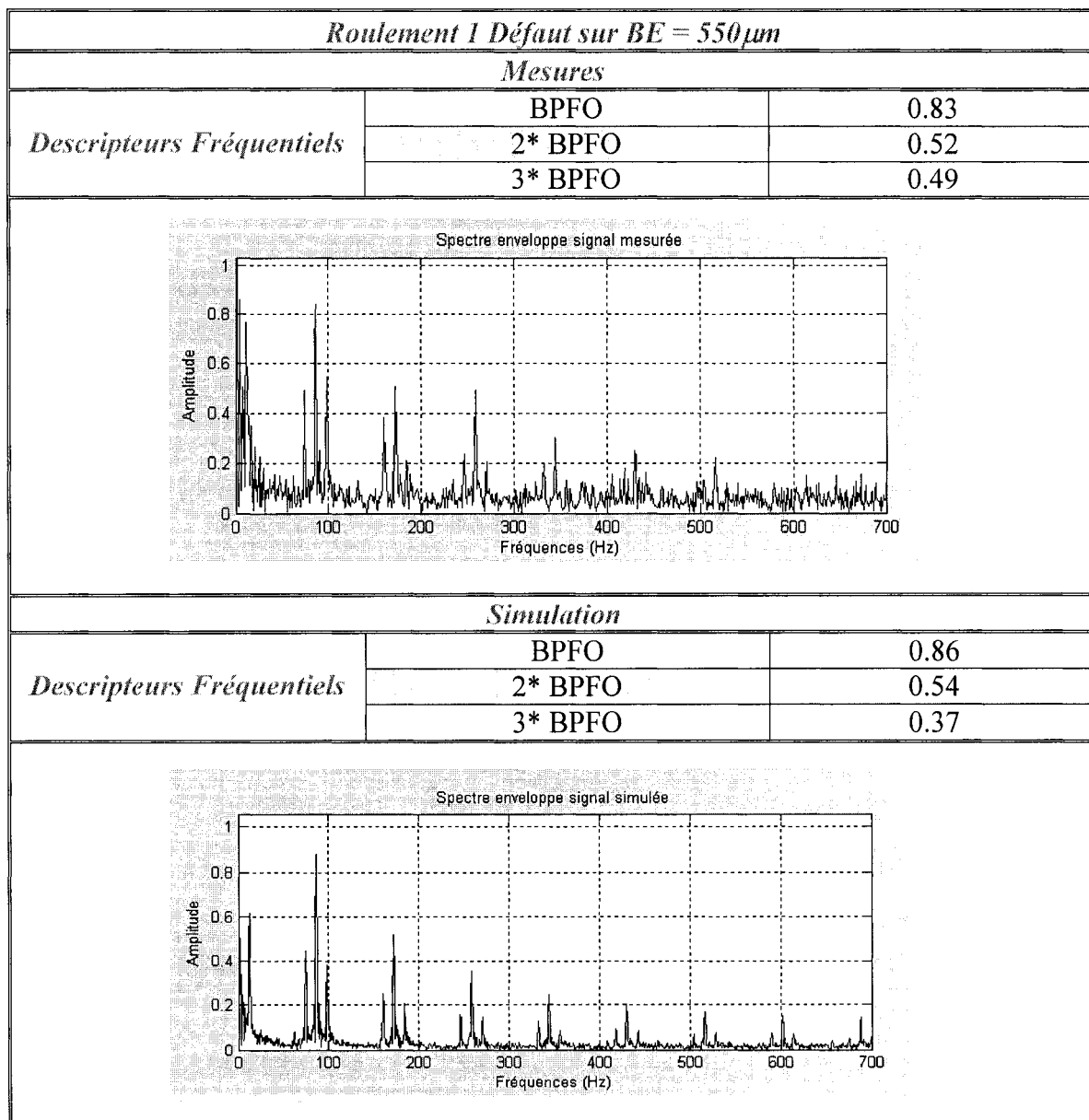


Figure 22 Comparaison des signaux fréquentiels

2.3 Conclusion Article 1

Cette étude a donné naissance à un programme informatique BEAT capable de simuler correctement dans les domaines temporel et fréquentiel, l'effet d'un défaut de roulement. Par cette méthode, on évitera de faire des mesures très coûteuses ou parfois même impossibles sur le système étudié (grandes machines, simulations d'accidents). On arrivera par cette méthode à faire fonctionner le système dans des conditions extrêmes sans aucun risque et sans aucun danger. Ce logiciel pourrait servir lui-même de banc d'essai pour développer de nouveaux outils d'aide au diagnostic encore plus performant que ceux dont on dispose actuellement, facilitant ainsi la prise de décision pour les responsables de la maintenance.

2.4 Bibliographie Article 1

- [1] Archambault J., Archambault R. et Thomas M., October 2002, *Time domain descriptors for rolling-element bearing fault detection*, Proceeding of the 20th machinery vibration, CMVA, Quebec, Qc, Canada, 10 pages.
- [2] Bigret Roland, Feron Jacques – Louis, 1994, Diagnostic – Maintenance, disponibilité des machines tournantes.. © Masson, Paris, ISBN : 2-225-84680-4.
- [3] Boulenger Alain et Pachaud Christian, 1995, Surveillance des machines par analyse des vibrations. Du dépistage au diagnostic.. © AFNOR, ISBN : 2-12-309012-3.
- [4] Georges Jean – Marie, 2000, Frottement, usure et lubrification. Tribologie en science des surfaces.. CNRS EDITIONS Eyrolles ISBN : 2-212-05823-3.
- [5] Hamrock Bernard J. Fundamentals of fluid film lubrication.. Mc GRAW – HILL international editions ISBN : 0-07-113356-9, 1994.
- [6] Meyer L.D., F. F. Ahlgren F.F. and Weichbrodt B., April 1980, An Analytic Model for Ball Bearing Vibrations to Predict Vibration Response to Distributed Defects, Transactions of the ASME. Vol. 102.
- [7] Pichot Claude, 1998, Diagnostic vibratoire en maintenance préventive. Dunod, Paris, ISBN 2100041053.

- [8] Sassi S., Thomas M. and Badri B., October 2004, Numerical simulation Numerical simulation for vibration response of a Ball bearing affected by Localized Defect, 5^e Conf. Int. sur les méthodes de surveillance et techniques de diagnostics acoustiques et vibratoires, SFM, Senlis, France.
- [9] Tandon N., and Choudhury A., July 2000, A Theoretical Model to Predict the Vibration Response of Rolling Bearings in a Rotor Bearing System to Distributed Defects Under Radial Load, Journal of tribology © ASME.
- [10] Thomas M., Archambault R. and Archambault J., October 2003, *Modified Julien Index as a shock detector: It's application to detect rolling element bearing faults*, Proceeding of the 21th machinery vibration, CMVA, Halifax, NE, Canada, 10 pages.
- [11] Thomas M., 2003, Fiabilité, maintenance prédictive et vibration de machines, ETS, Montréal, Qc, Can, 616 p.
- [12] Thomas M., Masounave J., Dao T.M., Le Dinh C.T. and Lafleur F, Rolling element bearing degradation and vibration signature relationship, 2^e Conf. Int. sur les méthodes de surveillance et techniques de diagnostics acoustiques et vibratoires, SFM, Senlis, Octobre 1995, Vol.1, pp. 267-277.

2.5 Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier le CRSNG et le FQRNT pour leur appui financier.

CHAPITRE 3

RAPID JULIEN INDEX: A NEW METHOD TO DETECT AND PROCESS SHOCK DATA IN A SIGNAL

3.1 Présentation

L'index Julien (IJ) a été développé [4] pour identifier la présence de chocs dans un signal à partir du domaine temporel.

Dans sa configuration d'origine [4], l'IJ se résumait à un compteur de chocs par unité de temps, ou au mieux par révolution. Cet outil simple permettait à un utilisateur non expérimenté d'assurer le suivi des chocs dans un équipement, en relevant le nombre de chocs par cycle.

En partant du principe de base de l'Index Julien, un nouvel algorithme modifié [5] a été mis au point, qui en plus d'améliorer considérablement le temps d'exécution (réduction de 99.7% : ramené de 15mn à 2s), offre l'avantage de localiser ces chocs dans le temps, ainsi que d'associer une amplitude relative pour chaque choc. À partir de là, et moyennant un fenêtrage adéquat et une transformée de Fourier, la fréquence des chocs est obtenue avec grande précision, et sans être influencée par les autres composantes (harmoniques ou aléatoires) contenues dans le signal.

Le principe de base de la Transformée de Julien Rapide (RJT), est à la fois simple et puissant [fig.24]. La démarche consiste à :

- Effectuer un balayage du signal en fixant toujours 3 fenêtres successives de longueur n , une centrale, une à gauche et une à droite.

- Tout au long du balayage, comparer l'énergie contenue dans ces 3 fenêtres, et signaler la présence d'un choc (un vecteur binaire est créé contenant des 1 = choc, et des 0 = pas de chocs) si l'énergie de la fenêtre centrale l'emporte sur celle de gauche et celle de droite.
- En se servant du vecteur binaire créé, une procédure de nettoyage est effectuée pour ne garder que les chocs
- Le signal nettoyé subit dès lors un fenêtrage afin d'éliminer les distorsions fréquentielles causés par le fait de couper le signal sur les fronts montants du vecteur binaire.
-

Le signal modifié est donc un signal temporel (nettoyé par l'IJ), ne contenant que les chocs.

Un nouveau descripteur a été donc mis au point, et qui consiste simplement à calculer le rapport énergie des chocs/énergie du signal original. L'augmentation de ce ratio, indiquera à l'utilisateur de façon très claire une augmentation de la composante des chocs dans le signal, synonyme de l'aggravation du défaut, sans risque d'être masqué par les perturbations aléatoires ou harmoniques.

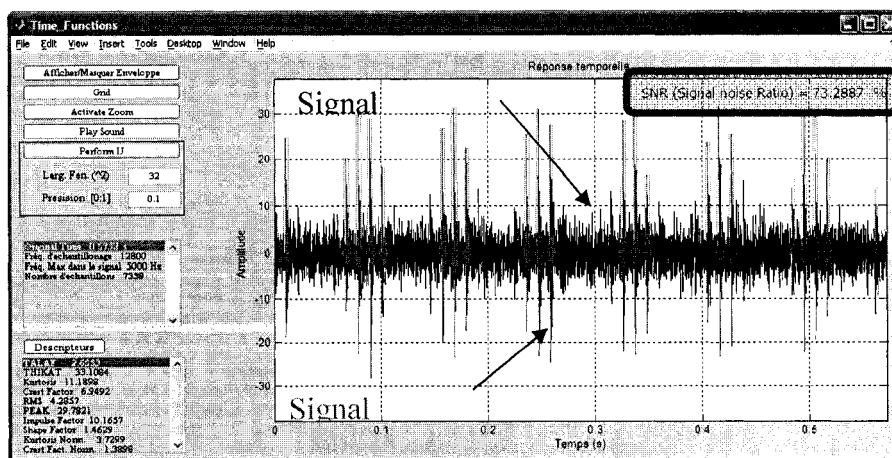


Figure 23 Aperçu du calcul du RJT dans l'environnement BEAT

3.2 Article

Rapid Julien Transform: A new method to detect and process shock data in a signal

B. Badri¹; M. Thomas¹; R. Archambault²; S. Sassi³

- (1) Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure, Montreal, Qc, Canada
marc.thomas@etsmtl.ca; bechirbadri@yahoo.fr
- (2) International Measurement Solutions, Baie D'Urfé, Qc, Canada
rene@intlmeas.com
- (3) Department of Physics and Instrumentation, Institut National des Sciences Appliquées et de Technologie, Tunis, CEDEX, Tunisia
sadok.sassi@insat.rnu.tn

ABSTRACT

This paper describes a new transform, the Rapid Julien Transform (RJT), which constitute an improved version of the former Julien Index (JI), described in references 1 to 3. The RJT will identify the shocks in a signal as well as their respective amplitudes. It can be used in the time domain to estimate which proportion of the total signal energy is caused by the shocks. The RJT can also be applied in the frequency domain and will allow through envelope or time-frequency analysis to clearly identify the sources of the shocks even though they are of various origins.

3.2.1. Introduction

The Julien Index was developed in order to identify the presence of shocks in a time domain signal. The main advantage of this time domain descriptor resides in its practicality. The Julien Index is directly connected to shocks, which are generally considered abnormal phenomena in most centrifugal machinery, contrary to other

descriptors which are derived from mathematical formulae and are therefore sometimes disconnected from the underlying physical phenomena sought by the practitioner.

The Julien Index [ref. 1 to 3] in its original definition is a descriptor which allows counting the number of shocks per unit time, or better, for each cycle or revolution of the machine. This simple descriptor allows a non-specialist to monitor the number of shocks per revolution as the fault progresses.

Apart from the calculation time which has been significantly reduced, the new Rapid Julien Transform allows not only to determine the number of shocks, but also their location and individual amplitude. It is then possible to use the Fourier transform to determine the frequencies at which the shocks occur, similarly to an envelope analysis which would only react to shock signals, rather than all the other manifestations of modulation phenomena.

3.2.2. Description Of The Original Julien Index

The first version of the Julien Index [3] was using 6 variables in order to decide if a shock was present or not. As described on table II, the amplitude of each window is calculated by computing the average and the differential average of each window: central, left and right. That method, although relatively accurate, requires many computations and therefore is somewhat slow.

Table II
Windows calculations in the Julien Index

<i>Mathematical Formulae</i>	<i>Description</i>
$A = \frac{\sum_{i=n+1}^{3n} X_{t-i} - X_{t-i+1} }{2n}$	The average of differentiated values of 2*n points to the left of point X_t , after an interval of n points
$B = \frac{\sum_{i=n+1}^{3n} X_{t+i} - X_{t+i-1} }{2n}$	The average of differentiated values of 2*n points ton the right of point X_t , after an interval of n points
$C = \frac{\sum_{i=n+1}^n X_{t+i} - X_{t+i-1} }{2n}$	The average of differentiated values of 2*n points in the middle of the window
$D = \frac{\sum_{i=n+1}^{3n} X_{t-i} }{2n}$	The average of absolute values of 2*n samples to the left of X_t .
$E = \frac{\sum_{i=n+1}^{3n} X_{t+i} }{2n}$	The average of absolute values of 2*n samples to the right of X_t .
$F = \frac{\sum_{i=-n}^n X_{t+i} }{2n+1}$	The average of absolute values of 2*n+1 samples in the middle of the window

The procedure consists in scanning the sampled time block with a short window of 2n+1 samples (figure 24). At each point of the time signal (i), the sum of the amplitudes of a window centered on i (i-n; i+n) is evaluated and compared to the ones calculated on windows located to the left (i-3n; i-n) and right (i+n; i+3n) of the current sample (i). Figure 24 shows an example for a time sample centered at i = 15, and a window length

of $2*n+1 = 5$; the central window is represented in orange and the windows to the right and left are in green.

Once the sum of amplitudes has been evaluated for each of the three windows:

- If the energy of the central window is superior to the one in the left and right window, we are in the presence of a shock and the Julien Index at position (i) is assigned a value of 1 : $JI(i)=1$.
- Otherwise, there is no shock and the Julien Index is equal to 0 : $JI(i)=0$.

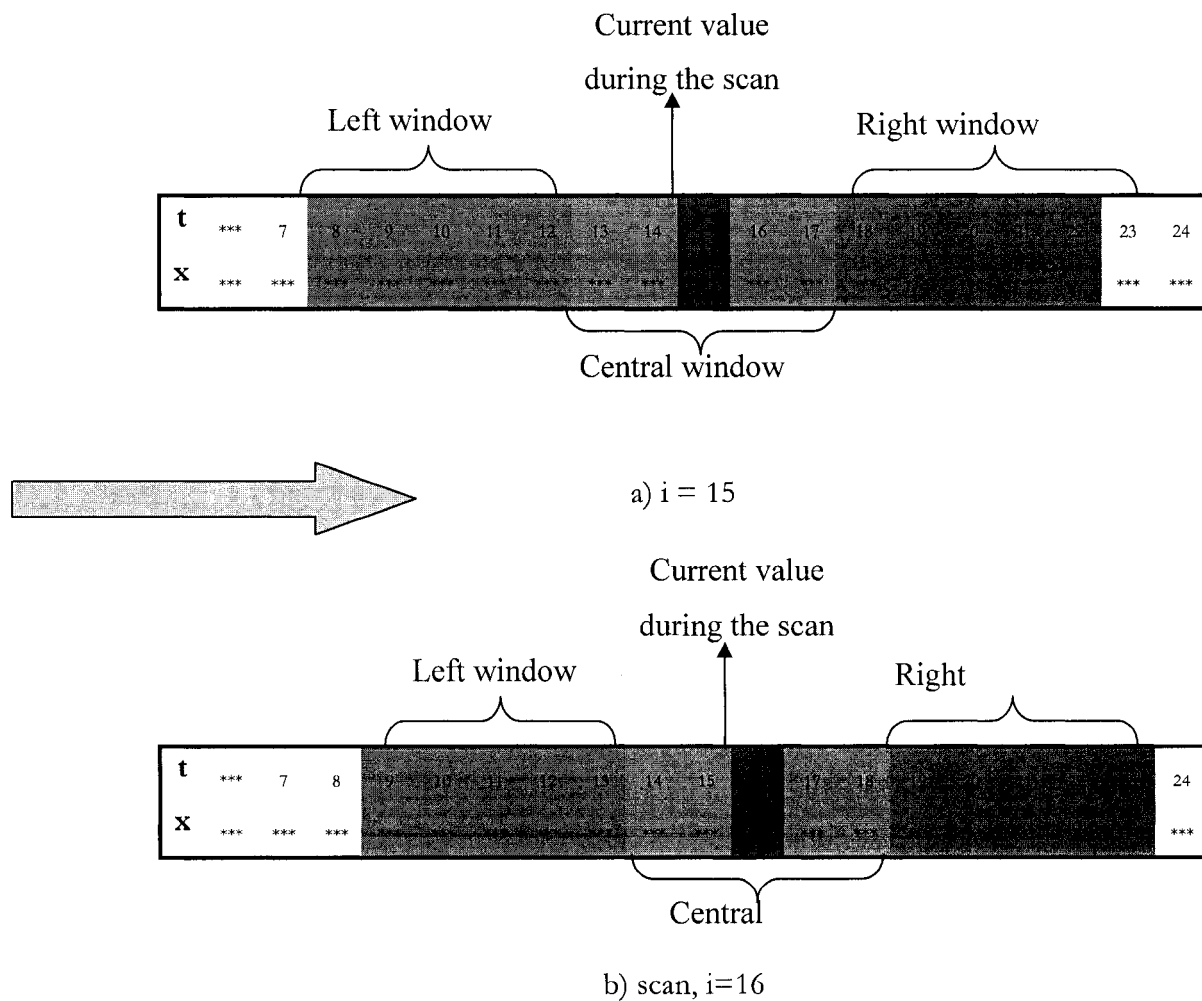


Figure 24 Identification of short time windows

Then, the scan continues and the current position value is incremented to $i+1$ (figure 1-b). The procedure continues until the value $i = N_{\max} - (3n+1)$ is reached,

where : N_{\max} is the total number of samples in our signal
 n is very close to the half-length of the short time window.

A new algorithm, the Rapid Julien Transform was developed in order to optimize the calculation time of this procedure.

3.2.3. The Rapid Julien Transform (Rjt)

Machinery vibration consists essentially of three signal types :

- Periodic : unbalance, misalignment, blade pass, ...
- Random : friction, noise, random fluctuation, ...
- Shocks : bearing faults, gear faults,

The determination of each of these types of vibration constitutes in itself a powerful monitoring technique. The main goal of the Rapid Julien Transform is to examine the shock content of a signal. Rather than use the averages and differential averages as described above for the original formulation of the Julien Index, it was deemed more practical to use more popular time descriptors, such as the RMS, Max-Peak, crest factor or Kurtosis in the derivation of the new transform.

RMS and Max-Peak values are quite adequate when the fault is quite developed and the signal-to-noise is high. On the other hand, when the fault is small and the signal-to-noise ratio is weak, these two descriptors do not suffice anymore. The increase in size defect is usually observed more readily by the Peak rather than the RMS value. Because of this, the crest factor, which is defined by the ratio of the Peak to RMS value is better adapted at monitoring the evolution of shock phenomena. This dependance between the two

descriptors during the evolution of a fault is interesting, but creates some complication during the calculations (two variables must be taken into consideration rather than one).

With excellent properties to detect shocks and fast computing time (around 2 seconds to analyze a signal block of 10000 samples), Kurtosis seemed to be one of the best parameter to use for the RJT.

In the current form of the RJT, a clean-up and windowing procedure is used to eliminate components of the signal other than shocks. The result is a modified signal which contains only shocks and whose RMS value corresponds to the amplitude of the shocks present in the signal. This clean-up operation consists simply to attribute 0 to every sample where the Julien Index is 0, therefore keeping only portions of the signal where shocks are present (figure 25). This procedure allows not only to monitor the shock energy when the number of shocks per period increases, but also when their number remains the same but their respective amplitude increase.

The windowing operation is necessary in order to eliminate the distortions which could appear on the spectrum due to the abrupt transitions from 0 to a sizable amplitude value. This windowing operation does not however modify sensibly the energy of the modified signal. A Hamming window is applied to each shock ($RJT \neq 0$) with a width equal to the shock length plus twice the short window length defined by the Julien Index.

3.2.4. Practical Application Of The RJT

The Rapid Julien Transform previously described was applied on two signals from defective rolling-element bearings, with an inner race spall of 0,18 mm and 0,56 mm respectively, and turning at a speed of 1750 RPM. The results are shown on figure 26 and 4. By calculating the ratio of the modified signal to the original signal, it is possible

to determine the proportion of shocks present in the signal. Table III shows a summary of the results.

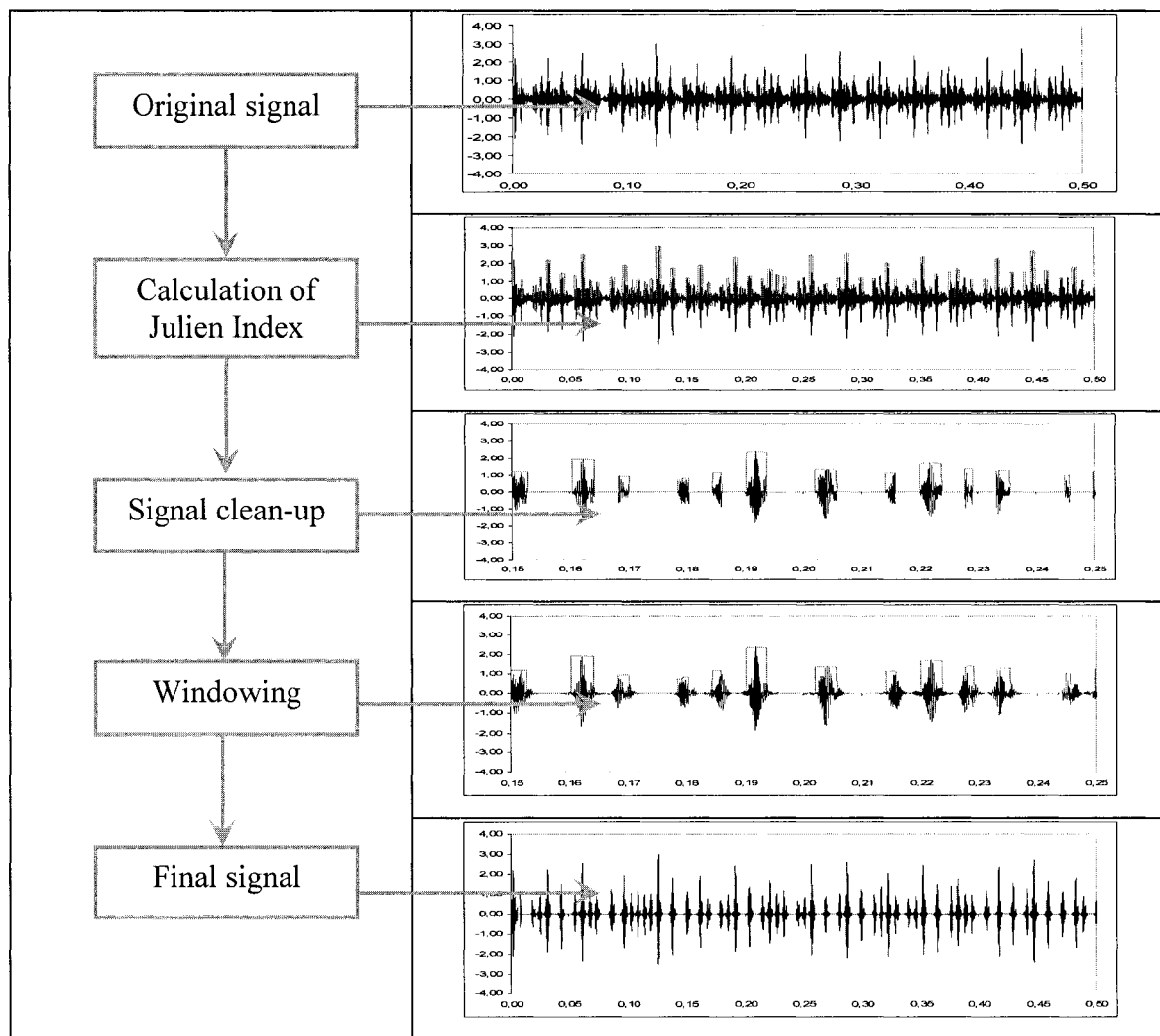


Figure 25 Computational diagram of the RJT

Table III
Calculation of the signal energy caused by shocks

<i>Default size</i>	<i>Relative energy due to shocks</i>	<i>Noise + distorsion</i>
0.18 mm	63%	37%
0.56 mm	82 %	18%

Results shown on figure 25 demonstrate that the RJT constitutes a very effective monitoring tool by measuring only the contribution of shocks to the machine vibration signal.

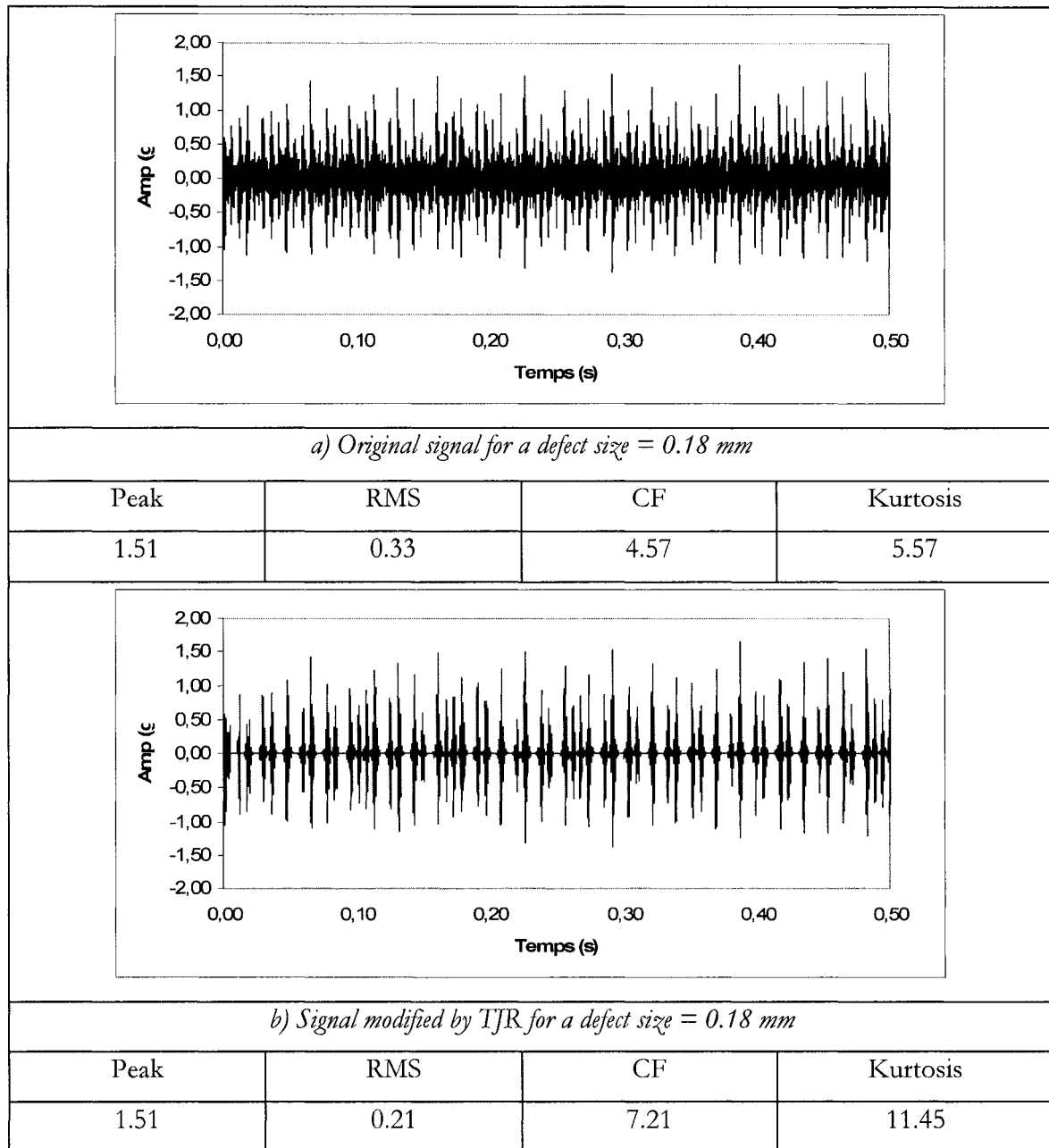


Figure 26 Original and modified signal (RJT) for a defect size of 0.18 mm

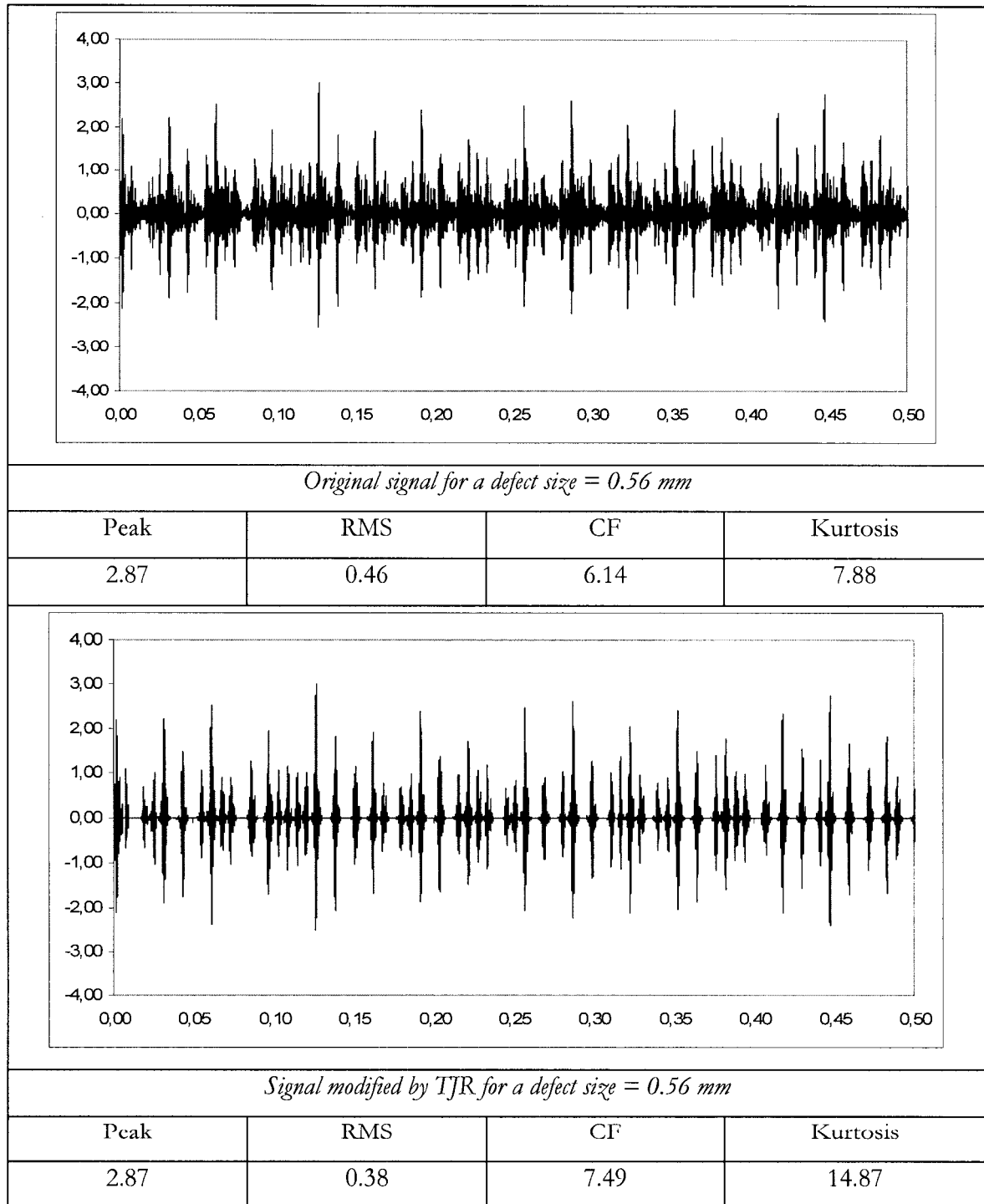


Figure 27 Original and modified signal (RJT) for a defect size of 0.56 mm

3.2.5. The Rapid Julien Transform In The Time-Frequency Domain

By applying a Fourier transform to a signal already modified via the RJT, it is possible to determine the frequencies, at which the shocks occur, resembling an envelope analysis made on the shock signal only. This is particularly useful when the cause of the shocks must be identified.

Figure 28 shows the Fourier transform of the signal processed on figure 27. As expected, the shock spectrum contains most of its energy in the high frequency region. A time-frequency analysis (Short Time Fourier Transform) can be very useful in this case, in order to study the wideband excitation which occurs during a particular shock. The Rapid Julien Transform, when combined with time-frequency analysis, allows to determine which frequency range corresponds to the shock. This could be very useful to distinguish the shocks caused by a rolling-element bearing or a gear for example, as the frequency range for the two types of shocks is usually different.

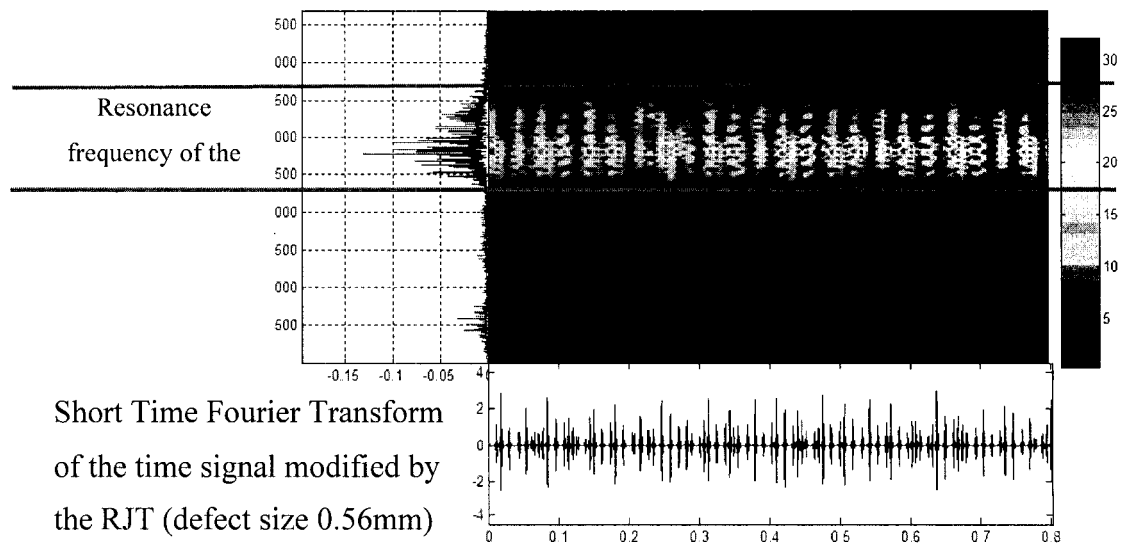


Figure 28 Time-frequency analysis of a signal after applying the RJT

Another useful tool for more in-depth analysis of high frequency shocks, envelope analysis (also called amplitude demodulation), converts the signal from a high frequency to a low frequency signal. This removes smearing effects at the high harmonics of periodic shocks due to running speed variations and jitter caused by uneven sliding and friction forces. Figure 29 shows an example of an envelope analysis performed on a signal modified by the RJT. The presence of BPFI and one of its harmonic in the shock spectrum indicates that the shocks are caused by a small defect on the inner race of the rolling-element bearing. The results obtained by this technique are less influenced by noise and interfering harmonics, which is very desirable when the signal-to-noise ratio is small.

This example shows clearly the usefulness of the RJT to help localize the frequencies caused by shocks in a signal. Although, one could have also used conventional envelope analysis techniques, the resulting spectrum would have been polluted by noise and modulation components not necessarily caused by shocks.

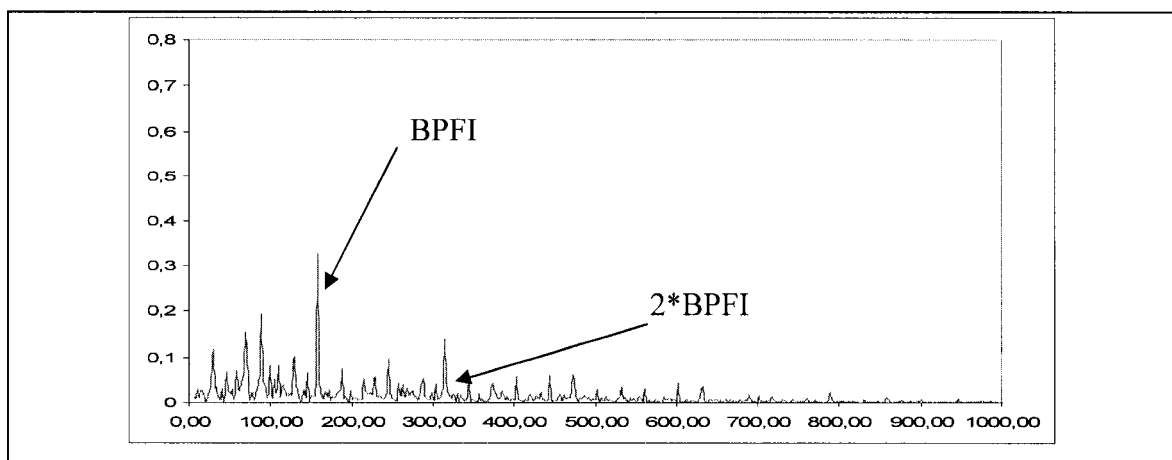


Figure 29 Envelope analysis of a signal modified by the RJT corresponding to a rolling-element bearing with a defect size of 0.56 mm

3.3 Conclusion Article 2

The present article describes a new signal analysis technique called the Rapid Julien Transform as well as its application to the recovery of shocks in a noisy signal. Inspired by the Julien Index, the technique is based on a judicious choice of the time descriptor (Kurtosis) and extracts from the time domain only the components caused by shocks. In addition to reducing significantly the computation time compared to the procedure used in the Julien Index, it has the advantage to retain the amplitude value of each shock and provide a cleaned up signal corresponding only to the contribution of the shocks, having removed all other components in the signal. A practical application was presented in order to illustrate its use in analyzing the shocks from a defective rolling-element bearing.

3.4 Acknowledgements

The authors would like to thank the personnel at ONR for letting them use the signals from defective rolling-element bearings available on their site www.cwru.com , as well as the CRSNG and the FQRNT for their financial help in this project.

3.5 Références Article 2

- [1] Thomas M., Archambault R. and Archambault J., October 2004, *A new technique to detect rolling element bearing faults, the Julien method*, Proceedings of the 5th international conf. on acoustical and vibratory surveillance methods and diagnostic techniques, Senlis, France, paper R61, 10 p.
- [2] Thomas M., Archambault R. and Archambault J., October 2003, *Modified Julien Index as a shock detector: its application to detect rolling element bearing defect*, 21th seminar on machinery vibration, CMVA, Halifax (N.S.), 21.1-21.12.
- [3] Archambault J., Archambault R. and Thomas M., Octobre 2002, *A new Index for bearing fault detection*, Proceeding of the 20th seminar on machinery vibration, Québec, 10 pages.

CHAPITRE 4

DÉTECTION ET CLASSIFICATION DE DÉFAUTS DE ROULEMENTS PAR RÉSEAUX DE NEURONES

4.1 Présentation

Un système expert, capable à partir de descripteurs temporels et fréquentiels issus du signal vibratoire, de remonter au diamètre de défaut ayant causé cette vibration ainsi que son emplacement, a été développé [6]. Les travaux relatés dans la littérature dans le domaine fournissent très souvent une sortie binaire [18, 19], synonyme de présence ou d'absence de défaut seulement dont le principal résultat est soit : Oui = il y a défaut, soit Non = il n'y a pas de défaut. De plus, les études localisant l'emplacement du défaut n'attribuent pas nécessairement de criticité au défaut (il peut s'agir de défaut naissant, grave ou très critique).

La première originalité de ce travail est de, non seulement signaler la présence d'un défaut, mais aussi de localiser son emplacement, et de lui attribuer une criticité (en déterminant son diamètre). La deuxième originalité dans la démarche réside dans les données d'apprentissage du réseau de neurones. En effet, au lieu de recourir à des signaux expérimentaux issus de mesures vibratoires, nous utiliserons un simulateur numérique BEAT (Bearing Toolbox), qui est lui-même parfaitement calibré par rapport à des mesures expérimentales sur 2 bancs d'essais différents, l'un provenant des études réalisées par la '*Case Western Reserve University*', et l'autre dans les laboratoires de Dynamo à l'ÉTS. En partant du principe qu'un réseau de neurones est de plus en plus performant avec la quantité et la qualité des données d'apprentissage, l'utilisation de signaux simulés à la place de signaux expérimentaux est d'un apport bénéfique quand à la performance du réseau de neurones. L'utilisation de BEAT, permet de générer très rapidement (15s par configuration), une base de données de vibrations quasi-infinie dans les configurations de défauts et d'opérations choisis, ce qui représente une source.

d'apprentissage considérable pour le réseau de neurones. L'autre avantage tiré de l'utilisation de BEAT, est la possibilité de simuler des configurations très difficiles à mettre en œuvre en pratique car dangereuses, telles des vitesses de rotation très élevées, des températures extrêmes -hautes ou basses- qui influent sur la viscosité du lubrifiant et affectent la réponse vibratoire.

Une attention particulière a été accordée au recensement des variables d'entrée du réseau de neurones et à sa configuration interne. Il a été prouvé, par les différentes simulations effectuées, qu'un réseau constitué d'une seule couche intermédiaire et ayant 5 neurones dans cette même couche offrait les meilleures performances. Ce constat a été aussi motivé par la littérature [19].

L'étude des variables d'entrées a permis de distinguer 2 types:

- Descripteurs temporels : qui seront plutôt spécialisé dans la reconnaissance du diamètre du défaut.
- Descripteurs fréquentiels : qui seront plus spécialisé dans la reconnaissance de l'emplacement du défaut.

Durant toute la phase de développement du réseau de neurones, une validation numérique au travers de simulations a accompagné chacune des étapes, à savoir la sélection des variables d'entrées, la configuration du réseau de neurones, la validation des performances du réseau.

Une sélection adéquate des variables d'entrées, associée à une configuration optimale du réseau de neurones, mais surtout, une base de données très large et couvrant quasiment toutes les configurations possibles (de fonctionnement, de chargement et de défauts), ont permis d'aboutir à des résultats très satisfaisants.

Il est aussi à noter, que le réseau de neurones, a bénéficié de 2 nouveaux descripteurs temporels que nous avons développés, et qui sont spécialement dédiés à la surveillance

des roulements. Ainsi, profitant de tous ces éléments, les performances affichés par le système expert sont de 99.8% quand à la reconnaissance du diamètre du défaut, et de 97% quand à la localisation de l'emplacement du défaut.

4.2 Article 3

Proceeding of the 24nd seminar on machinery vibration, Montréal, October 27-29 2006,

www.cmva.com

Étude et développement d'un système expert basé sur les réseaux de neurones pour le diagnostic des défauts de roulements

B. Badri ¹; M. Thomas ¹; S. Sassi ²

- (1) Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure, Montreal, Qc, Canada
marc.thomas@etsmtl.ca; bechirbadri@yahoo.fr
- (2) Department of Physics and Instrumentation, Institut National des Sciences Appliquées et de Technologie, Tunis, CEDEX, Tunisia
sadok.sassi@insat.rnu.tn

Résumé

En se basant sur l'hypothèse de la présence d'un seul défaut localisé, le but de cette recherche est de décrire un système expert, qui, à partir des descripteurs temporels et fréquentiels issus d'un signal vibratoire mesuré sur un roulement endommagé, est capable de remonter à la source du défaut pour prédire sa gravité ainsi que son emplacement. La première originalité de cette recherche est non seulement de signaler la présence d'un défaut, mais aussi de localiser son emplacement et de lui attribuer une criticité en déterminant son diamètre. La deuxième originalité réside dans la manière que l'apprentissage du réseau de neurones a été fait. En effet, un nombre considérable de données provient d'un simulateur de défaut de roulement appelé BEAT (Bearing Toolbox), qui, une fois calibré par rapport à des mesures expérimentales réelles, permet de générer une base de données d'apprentissage très grande assurant un apprentissage adéquat et couvrant un large éventail de configurations de défauts. La précision du système expert développé dans les configurations retenues est de l'ordre de 99.8% quand à la détermination du diamètre du défaut, et de 97% quand à sa localisation.

Mots clés : système expert, réseau de neurones, simulation, vibration, roulements.

4.2.1 Introduction et Objectifs

Un système expert, capable à partir de descripteurs temporels et fréquentiels issus du signal vibratoire, de remonter au diamètre de défaut ayant causé cette vibration ainsi que son emplacement, a été développé. Les travaux relatés dans la littérature dans le domaine fournissent très souvent une sortie binaire, synonyme de présence ou d'absence de défaut seulement dont le principal résultat est soit : Oui = il y a défaut, soit Non = il n'y a pas de défaut. De plus, les études localisant l'emplacement du défaut n'attribue pas nécessairement de criticité au défaut (il peut s'agir de défaut naissant, grave ou très critique).

La première originalité de ce travail est de, non seulement signaler la présence d'un défaut, mais aussi de localiser son emplacement, et de lui attribuer une criticité (en déterminant son diamètre). La deuxième originalité dans la démarche réside dans les données d'apprentissage du réseau de neurones. En effet, au lieu de recourir à des signaux expérimentaux issus de mesures vibratoires, un simulateur numérique BEAT (Bearing Toolbox) [1,2] sera utilisée, qui est lui-même parfaitement calibré par rapport à des mesures expérimentales sur 2 bancs d'essais différents, l'un provenant des études réalisées par la '*Case Western Reserve University*' [3] et l'autre dans les laboratoires de Dynamo à l'ÉTS. En partant du principe qu'un réseau de neurones est de plus en plus performant avec la quantité et la qualité des données d'apprentissage, l'utilisation de signaux simulés à la place de signaux expérimentaux est d'un apport bénéfique quand à la performance du réseau de neurones. L'utilisation de BEAT, permet de générer très rapidement (15s par configuration), une base de données de vibrations quasi-infinie dans les configurations de défaut et d'opérations choisis, ce qui représente une source d'apprentissage considérable pour le réseau de neurones. L'autre avantage tiré de l'utilisation de BEAT, est la possibilité de simuler des configurations très difficiles à mettre en œuvre en pratique car dangereuses, tel des vitesses de rotation très élevées, des

températures extrêmes -hautes ou basses- qui influent sur la viscosité du lubrifiant et affectent la réponse vibratoire.

4.2.2 Effet de l'emplacement du défaut

Les politiques de maintenances incitent les opérateurs à éviter d'arrêter une machine trop tôt pour changer un roulement. Tant qu'elle peut encore tourner –sans blesser personne et sans endommager d'autres équipements- il est d'usage en industrie de la laisser tourner ! Cette politique de maintenance conditionnelle assure le meilleur rendement du parc machine tout en minimisant le coût des pièces de rechange. La détermination de l'emplacement du défaut est une information importante à fournir par le système expert. Par exemple, une étude statistique Russe a montré (figure 30) que 45% des roulements atteints d'un défaut sur la bague intérieure ont été remplacés, contre 25% pour des roulements avec des défauts sur la bague extérieure. Ce constat implique que la propagation pour un défaut sur la bague intérieure est pratiquement 2 fois plus rapide que pour un défaut sur la bague extérieure. La durée de vie s'en trouve donc divisée par 2 si le défaut se manifeste sur la bague intérieure.

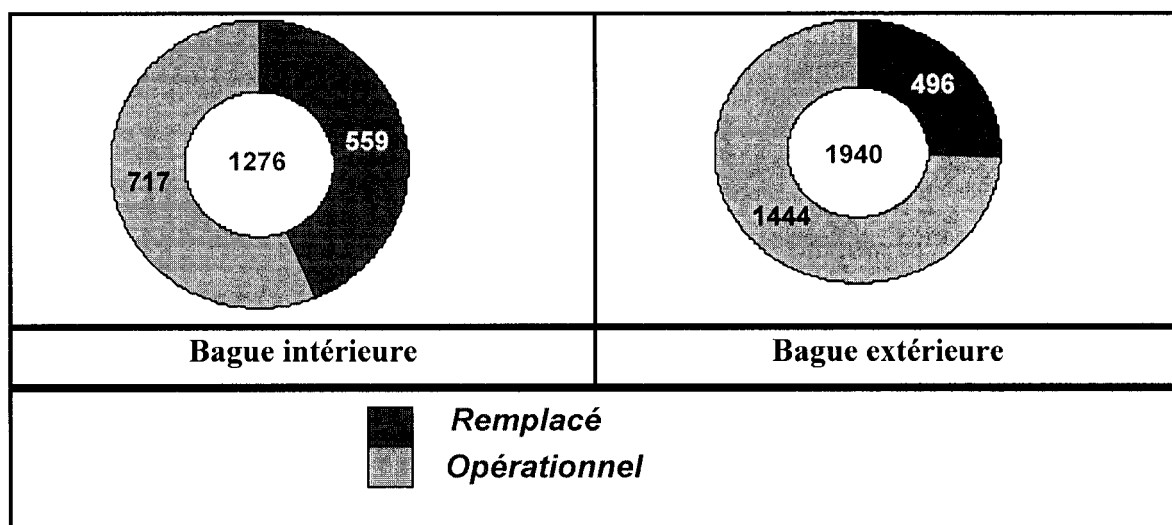


Figure 30 Statistiques de roulement endommagé en fonction de l'emplacement

4.2.3 Identification spectrale d'un défaut

Chaque défaut possède une signature vibratoire qui lui est propre [4]. En vibration de roulements, l'emplacement du défaut génère une fréquence qui lui est spécifique:

Cage : $FTF = (1 - Bd/Pd \cos \theta) * \omega/2$ si la piste externe est fixe (4.1a)

$FTF = (1 + Bd/Pd \cos \theta) * \omega/2$ si la piste externe est fixe (4.1b)

Un défaut sur la bague extérieure générera un signal contenant des chocs espacés de la période de passage des billes sur la bague extérieure, la fréquence de ces chocs est appelée BPFO (*Ball Passage Frequency Outer race*).

$$BPFO = Nb * FTF \quad (4.2)$$

Pour un défaut sur la bague intérieure, cette fréquence est BPFI (*Ball Passage Frequency Inner race*).

$$BPFI = Nb (\omega - FTF) \quad (4.3)$$

Pour un défaut sur une bille, la vibration sera générée à deux fois la fréquence de rotation de la bille BSF (*Ball Spin Frequency*), puisque la bille sur un tour cognera sur la piste externe et interne :

$$BSF = \omega \times \frac{Pd}{2Bd} \times \left[1 - \left(\frac{Bd}{Pd} \times \cos \theta \right)^2 \right] \quad (4.4)$$

Le spectre-enveloppe montré à la figure 31 présente un spectre de signal vibratoire d'un roulement atteint de défauts sur les 2 bagues. Il montre clairement la présence de la composante spectrale BPFO, témoignant de la présence d'un défaut sur la bague

extérieure BE, ainsi que la composante BPFI témoignant de la présence d'un défaut sur la bague intérieure (roulement SKF1210 tournant à 720 tr/mn).

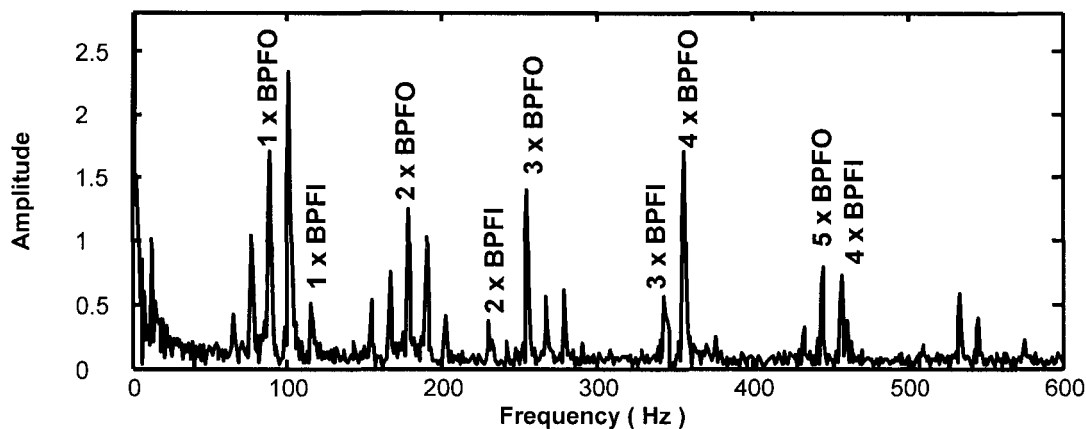


Figure 31 Spectre enveloppe d'un roulement atteint d'un défaut sur BE et BI

L'identification spectrale du défaut permet de localiser et de quantifier la gravité du défaut, mais est composée de nombreuses composantes fréquentielles à traiter.

4.2.1.1 Descripteurs temporels

L'amplitude des chocs appliqués au roulement dépend directement du diamètre du défaut. Plus le défaut est grand, plus le choc est grand. Le signal vibratoire, qui est la réponse aux chocs, est aussi directement relié à la dimension du défaut.

Pour caractériser un signal vibratoire, plusieurs descripteurs temporels existent, permettant d'avoir une information par le moyen d'une valeur unique. Les plus connues sont le PEAK (valeur max), le RMS (Root Mean Square) qui représente la valeur efficace du signal, le facteur de crête et le Kurtosis. Le tableau V résume les principaux descripteurs conventionnels.

Tableau IV
Descripteurs temporels usuels

Peak	$a_{peak} = \sup_{1 \leq k \leq N} a_k $ (4.5)
Root Mean Square	$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N a_k^2}$ (4.6)
Crest Factor	$CF = \frac{a_{peak}}{a_{RMS}}$ (4.7)
Kurtosis	$Kurtosis = \frac{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (a_k - \bar{a})^4}{a_{RMS}^4}$ (4.8)
Shape Factor	$SF = \frac{a_{RMS}}{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N a_k }$ (4.9)
Impulse Factor	$IF = \frac{a_{peak}}{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N a_k }$ (4.10)

À l'aide du logiciel Beat, le comportement de ces différents descripteurs a été analysé en fonction du diamètre du défaut sur la bague extérieure. La figure 32 illustre leurs sensibilités à la gravité du défaut. On peut constater qu'à la génération du défaut, le Kurtosis et le facteur d'impulsion IF sont sensibles à la gravité du défaut jusqu'à un certain seuil de gravité, après quoi les descripteurs perdent leur sensibilité et décroissent. En effet, le Kurtosis, le facteur d'impulsion (IF) et le facteur de crête (CF) pour un roulement neuf (diamètre du défaut =0) et pour un roulement très dégradé (diamètre du défaut =2.75) sont sensiblement les mêmes !!! Ce phénomène est dû au fait qu'à partir

d'un certain seuil de gravité, le signal efficace s'accroît considérablement par rapport au signal crête (figure 33), ce qui fait diminuer ces descripteurs. Le facteur de forme (Shape Factor SF) est pratiquement plat et n'est pas sensible à la gravité du défaut.

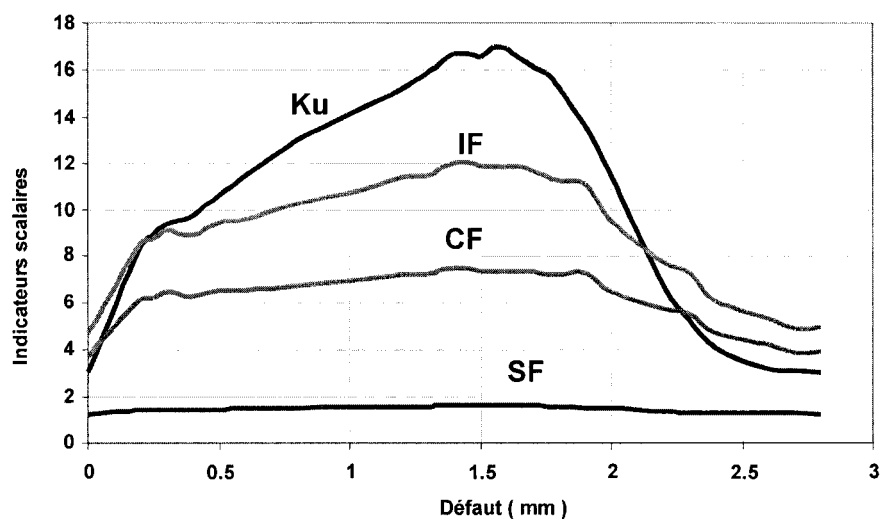


Figure 32 Variation des descripteurs en fonction du diamètre de défauts

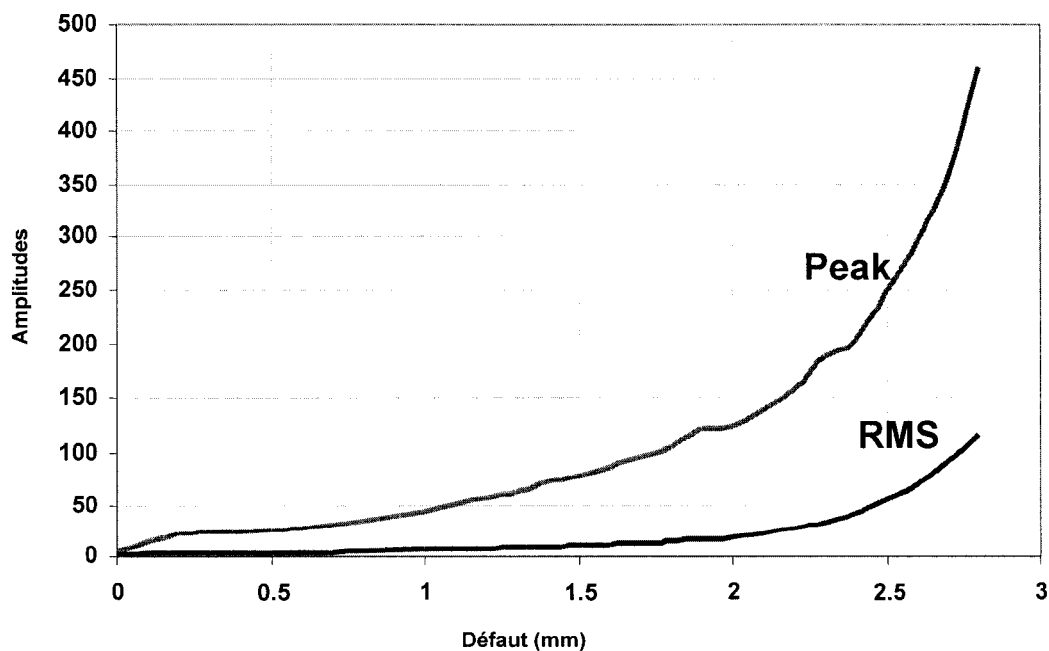


Figure 33 Variation des descripteurs crête et efficaces en fonction du diamètre de défauts

4.2.1.2 Talaf et Thikat : deux nouveaux descripteurs

En plus des descripteurs conventionnels, deux autres descripteurs ont été développés, permettant une meilleure connaissance de l'état du roulement tout en étant les plus indépendants possibles des conditions de fonctionnement. Ces descripteurs sont les suivant :

$$TALAF = \log \left[Ku + \frac{RMS}{RMS_0} \right] \quad (4.11)$$

$$THIKAT = \log \left[(Ku)^{CF} + \left(\frac{RMS}{RMS_0} \right)^{Peak} \right] \quad (4.12)$$

où RMS_0 représente la valeur efficace du roulement sans défaut ou bien une valeur initiale qu'on relève au début de la surveillance vibratoire. Le descripteur TALAF est décrit à la figure 34. Il offre l'avantage lors d'un suivi par mesures régulièrement espacées dans le temps, de visualiser 4 stades de dégradation d'un roulement, comme défini par Berry [5] et signalés par les changements de pente.

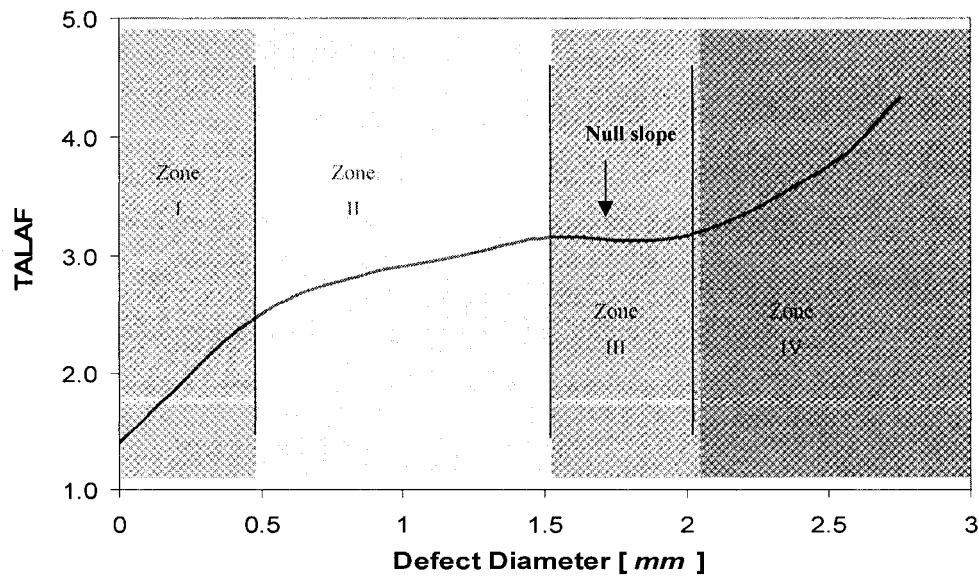


Figure 34 Descripteur TALAF

Le descripteur THIKAT est décrit à la figure 35. Ce descripteur est croissant et suit quasi- la dégradation du roulement, jusqu'à une valeur critique du défaut (zone 4) qui indique qu'il faut intervenir d'urgence.

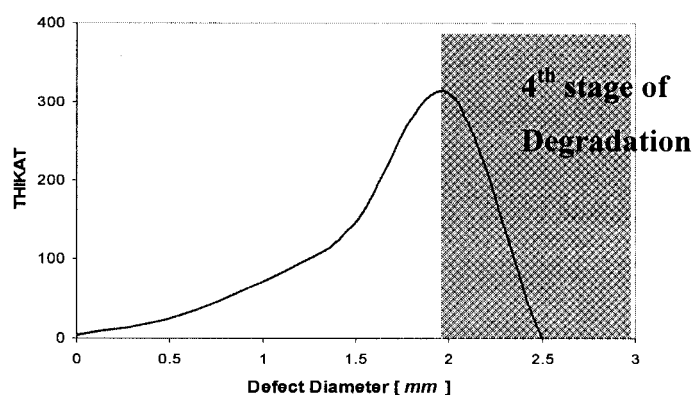


Figure 35 Descripteur Thikat

4.2.4 Recensement des Variables d'entrées du réseau de neurones

Dans la mesure où ces descripteurs fournissent la même information pour 2 gravités de défaut différentes, ils ne seront performants dans le réseau de neurones que s'ils sont associés à un autre paramètre comme le niveau crête ou efficace, qui reste croissant avec le diamètre du défaut.

Cette hypothèse a été validée en comparant les performances du réseau de neurones en adjoignant au Kurtosis, d'une part le facteur de crête et d'autre part la valeur crête (figure 36).

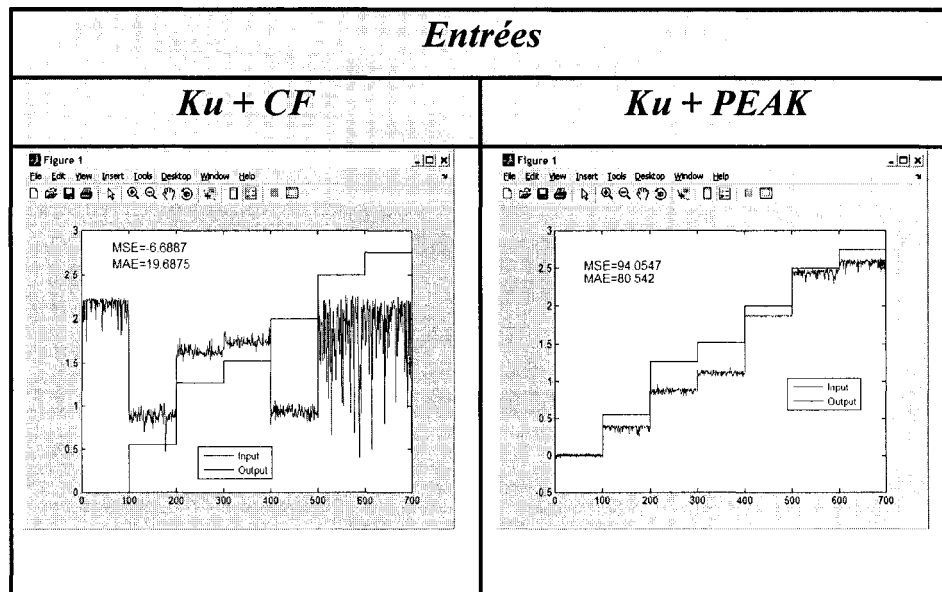


Figure 36 Performance du système pour 2 configurations de variables d'entrées

Les résultats sont résumés dans le tableau VI. Où il peut être constaté l'excellente performance lorsqu'on adjoint au Kurtosis une information sur la valeur crête.

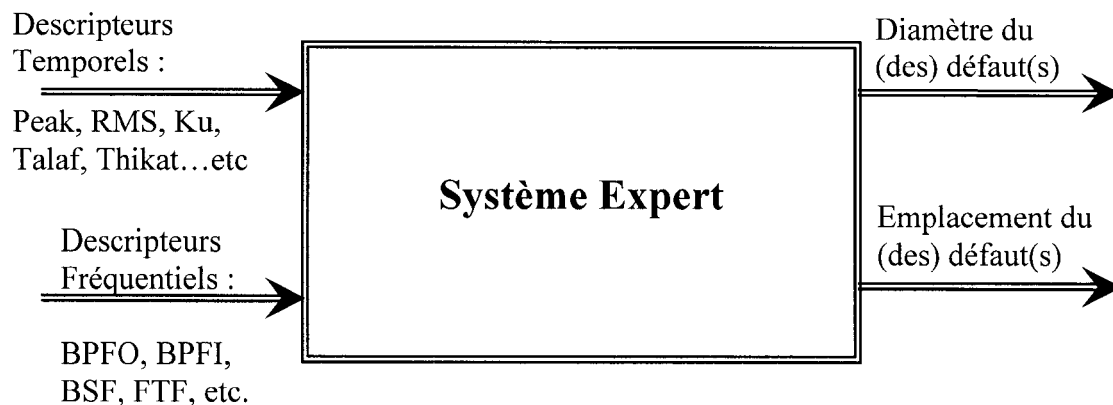
Tableau V

Performances des 2 configurations de descripteurs

<i>Entrées</i>	<i>Performance</i>
<i>Ku + CF</i>	6.68 %
<i>Ku + PEAK</i>	94.05 %

4.2.5 Organigramme du réseau de neurones et optimisation des paramètres

L'objectif du travail peut se résumer sur l'organigramme simplifié suivant :



Il s'agit de déterminer, en partant des descripteurs temporels (PEAK, RMS, Ku, TALAF, Thikat...) et fréquentiels (BPFO, BPFI, BSF, FTF, ..), le diamètre d'un défaut localisé et son emplacement.

4.2.6 Configuration du réseau de neurones

La configuration du réseau une étape cruciale dans l'élaboration d'un système à base de réseaux de neurones, qui doit se faire en fonction des données d'entrées et de sorties, de la dispersion des classes...etc. La recherche bibliographique [6] sur les études menées dans le même domaine suggère l'adoption d'un système à base de MLP (Multi-Layer-Perceptron) -réseau multicouche-, dont l'organigramme est montré à la figure 37.

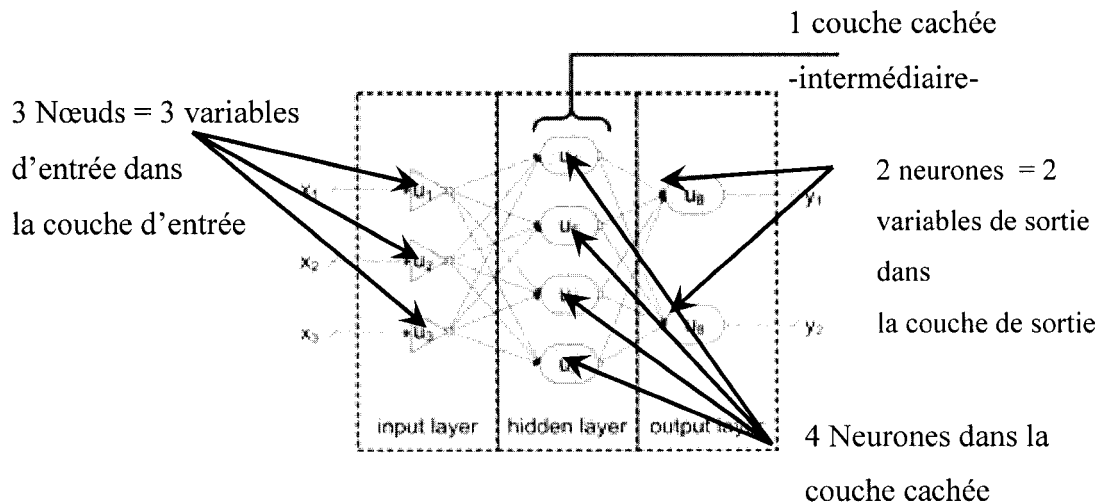


Figure 37 Organigramme d'un réseau de neurones¹

Pour le présent travail, ce type de réseau (MLP) a été retenue, tout en évaluant la configuration optimale adaptée à l'objectif initial, et ce, en terme de nombres de couches intermédiaires et de nombres de neurones. Pour configurer le réseau de neurones, 2 étapes s'imposent, soit :

1. Détermination du nombre de couches intermédiaires optimal.
2. Détermination du nombre de neurones optimal.

Cette étude a été effectuée en simulant plusieurs configurations de réseau, sous un nombre de variables d'entrée et de neurones constant, en comparant leurs performances. Le paragraphe suivant présente les résultats de cette étude.

¹ Source : www.neural-forecasting.com

4.2.7 Détermination du nombre de couches intermédiaires optimal

✚ Pour cette étude, le nombre de variables d'entrées est fixé à 6, soit :

- Peak
- RMS
- Kurtosis
- Impulse Factor
- Talaf
- Thikat

✚ Le nombre de neurones pour chaque couche cachée a été fixé à 5 et on a fait varier jusqu'à 5 le nombre de couches cachées. Une étude de sensibilité a été réalisée (tableau VI). Il est clair, au regard de cette étude comparative, qu'un réseau de 1 à 3 couches intermédiaires offre les meilleures performances. On a donc choisi un réseau à une seule couche cachée.

Tableau VI

Étude de l'effet du nombre de couches cachées

<i>Nombre de couche intermédiaire</i>	<i>Performance (100% - MSE %)</i>
1	99.8
2	99.5
3	99.0
4	97.5
5	91.1

4.2.8 Détermination du nombre de neurones optimal dans la couche cachée

Pour cette simulation, le nombre de variables d'entrées est fixé à 6, soit :

- Peak
- RMS
- Kurtosis
- Impulse Factor
- Talaf
- Thikat

Avec un MLP à une seule couche intermédiaire, une étude de sensibilité a été réalisée en faisant varier le nombre de neurones jusqu'à 10. la tableau suivant présente les performances du réseau en fonction du nombre de neurones de cette couche intermédiaire (figure 38).

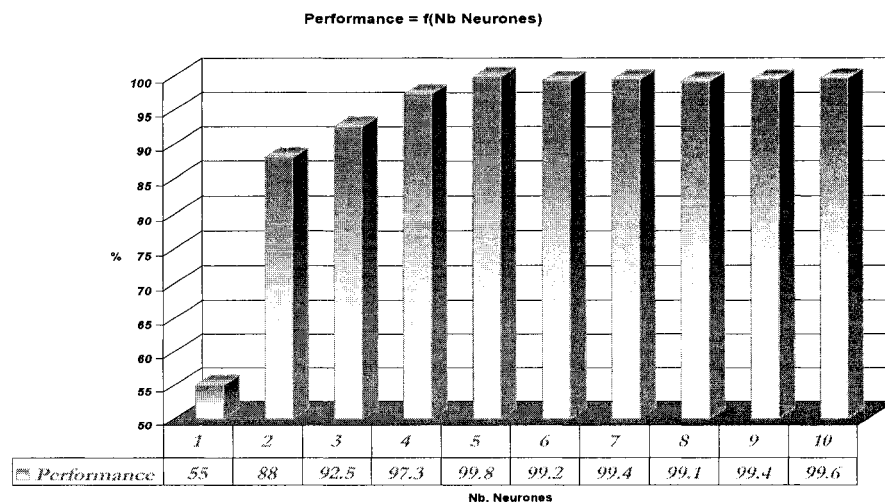


Figure 38 Performances du système en fonction du nombre de neurones

La figure 38 montre qu'on a un optimum pour 5 neurones dans la couche cachée.

4.2.9 Configuration retenue

Ces simulations ont permis la mise au point de la configuration optimale pour le réseau MLP. La configuration retenue est la suivante:

- ↓ Réseau à 3 couches → 1 seule couche intermédiaire.
- ↓ 5 Neurones dans la couche intermédiaire.
- ↓ Le nombre de nœud à l'entrée est variable selon les simulations (2 à 10 variables d'entrées).
- ↓ La fonction d'activation utilisée (pour la couche intermédiaire et la sortie) est la log-Sigmoïde (figure 39); un choix motivé par les variables binaires que nous utilisons pour localiser le défaut (tend rapidement vers 1 s'il y a défaut sur la bague, et vers 0, s'il n'y en a pas).

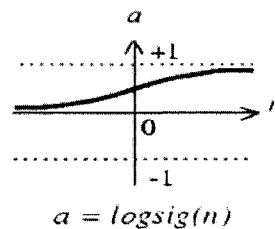


Figure 39 Fonction log-Sigmoïde

Les paramètres d'apprentissage sont les suivant :

- ↓ Nombre maximum d'itérations (Epochs) = 1000
- ↓ Erreur quadratique moyenne MSE = 10^{-6}
- ↓ Gradient minimum = 10 e^{-10}

L'apprentissage est arrêté si une de ces conditions est satisfaite.

La figure 40 montre un aperçu de l'erreur instantanée au cours de l'apprentissage (400epochs).

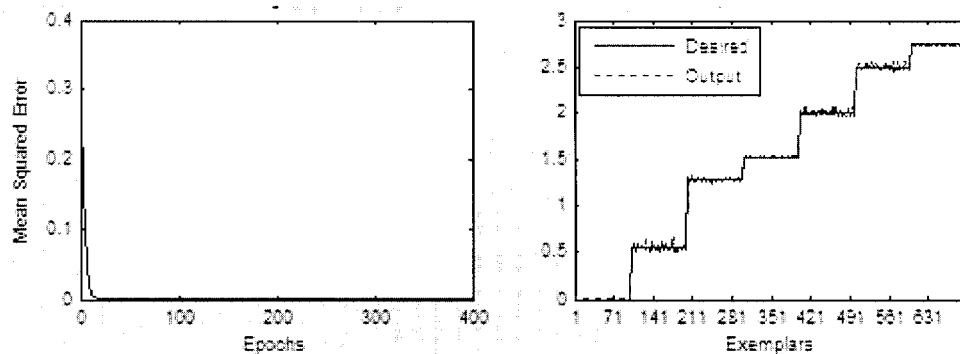


Figure 40 Aperçu de l'apprentissage et erreur quadratique moyenne

4.2.10 Effet des perturbations aléatoires

Le signal vibratoire est entaché d'une composante aléatoire. Cette composante est principalement due au glissement des billes sur les bagues, au jeu à l'intérieur du roulement, quand ce n'est pas un bruit externe (provenant d'autres machines, équipement, bruit ambiant...etc.). La présence de cette composante aléatoire fait qu'il y a une légère dispersion dans les descripteurs. Aussi, pour des valeurs de gravités de défauts très proches, il y a un risque de confusion et la composante aléatoire contenue dans le signal, risque d'induire une certaine erreur lors de l'apprentissage si on applique un apprentissage linéaire.

Pour pallier à cela, on a appliqué un apprentissage par palier. Dans ce cas, le système pourra être éduqué à attribuer la même gravité de défaut pour des à des descripteurs légèrement différents. Ce qui est appelé apprentissage par palier, est le fait de fournir à l'entrée, une série de données (100 par exemple) pour un même diamètre de défauts, afin que la composante aléatoire fasse partie de l'apprentissage. La figure 41 décrit l'apprentissage par paliers.

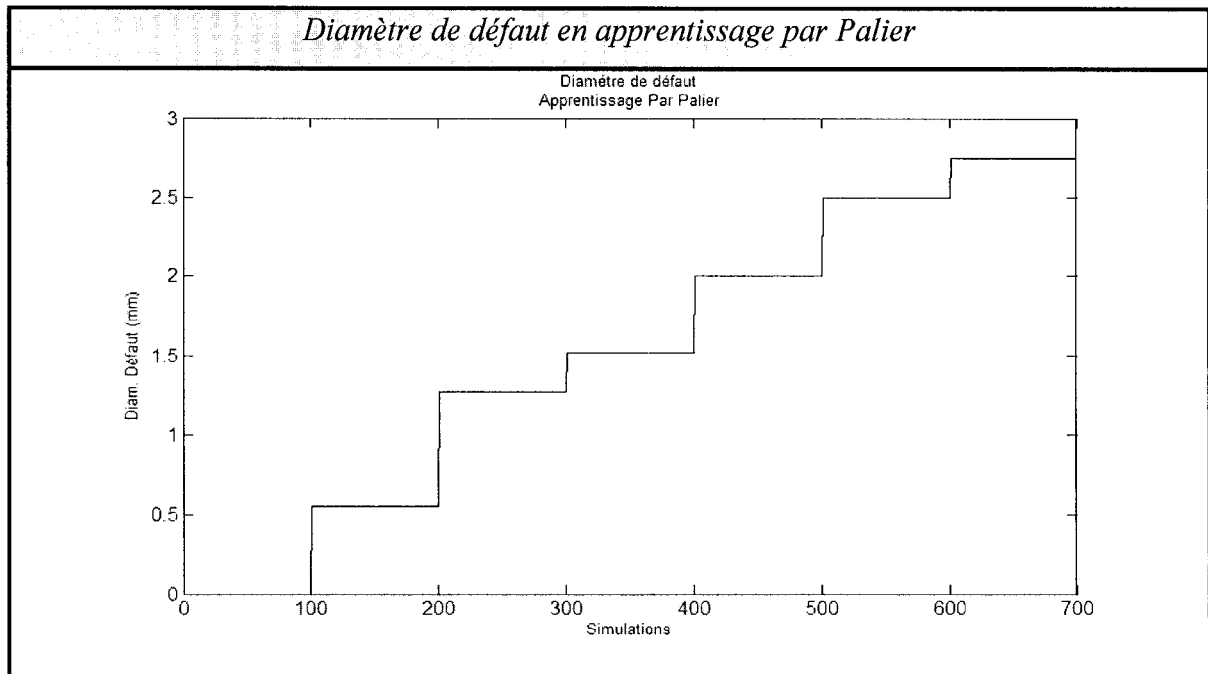


Figure 41 Apprentissage par paliers

Pour valider l'intérêt de l'apprentissage par paliers par rapport à celui linéaire, une étude comparative se basant sur les performances entre l'apprentissage linéaire (Figure 42 : validation par paliers) et l'apprentissage par palier (Figure 43 : validation linéaire)

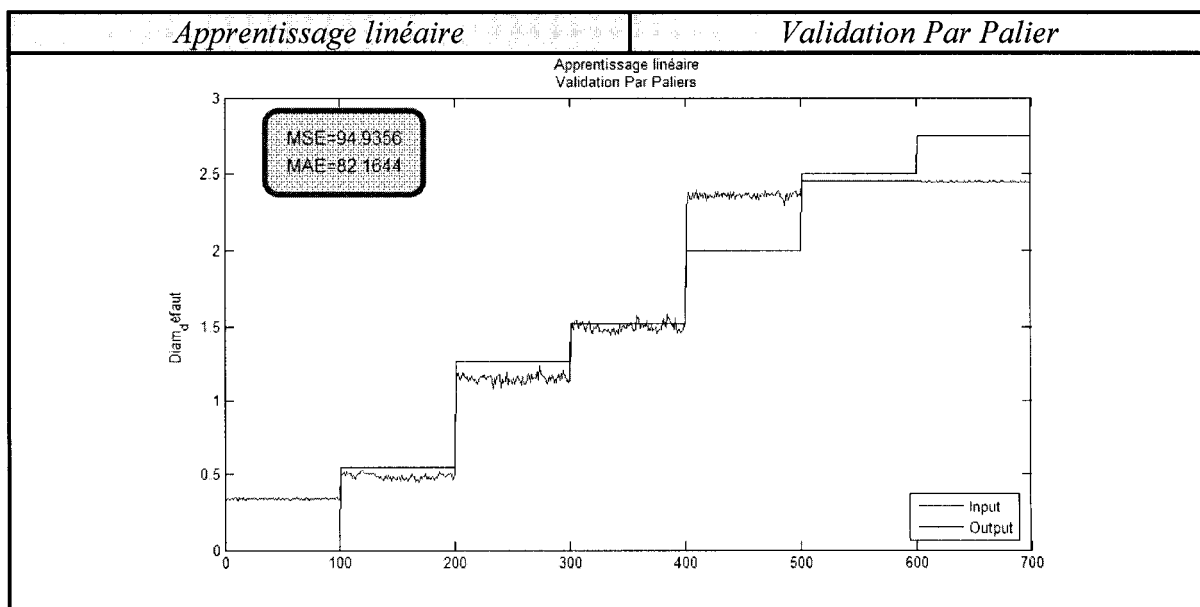


Figure 42 Performance avec apprentissage linéaire et validation par paliers

NB : L'apprentissage et la validation ne sont pas fait avec la même base de données.

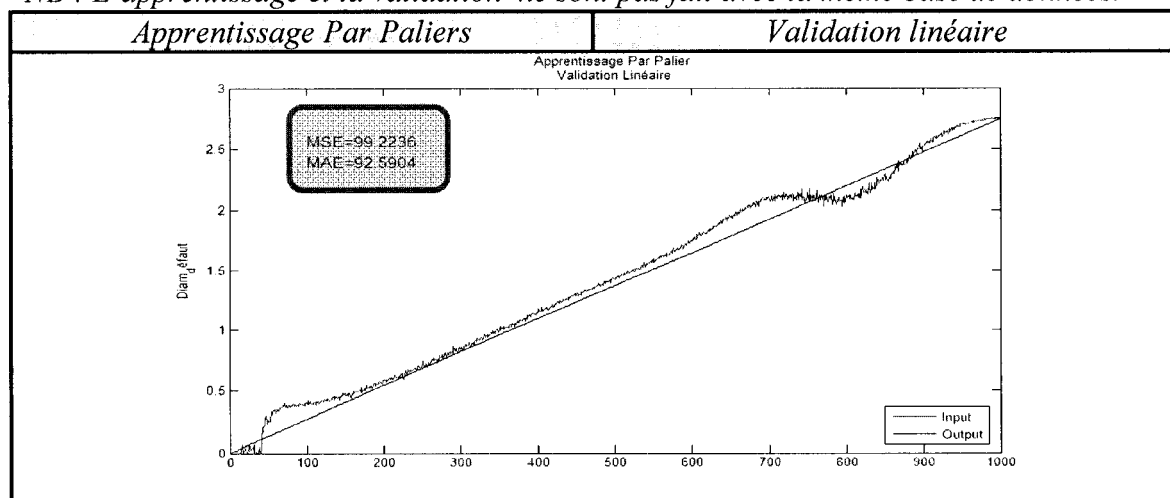


Figure 43 Performance avec apprentissage par paliers et validation linéaire

Avec les mêmes paramètres de réseau, pour les 2 types d'apprentissage proposés, les résultats sont les suivants (tableau VIII):

Tableau VII

Comparaison des performances selon le type d'apprentissage

<i>Apprentissage</i>	<i>Par Paliers</i>	<i>Linéaire</i>
<i>Performance</i>	99.22%	94.93%

Ce résultat confirme le fait qu'un apprentissage par paliers, intègre dans le processus d'apprentissage l'effet de la perturbation aléatoire. Notons aussi que ce phénomène est indépendant de la façon avec laquelle les données sont présentées au système. Le phénomène s'observe si la séquence est présentée au réseau dans l'ordre, mais aussi si elle l'est aléatoirement.

4.2.11 Descripteurs fréquentiels et reconnaissance de l'emplacement

On a basé notre hypothèse que l'opération de reconnaissance d'emplacement du défaut est fonction de l'amplitude des vibrations à BPFO et à BPFI, extraits de l'enveloppe du spectre, comme descripteurs fréquentiels servant à localiser l'emplacement du défaut. Comme, sur une mesure de roulement entachée de bruit, ce qui génère un spectre plat, tous les pics fréquentiels seront soulevés par le bruit de fond du spectre, ce n'est pas l'amplitude absolue d'un pic qui est importante, mais c'est son amplitude relative par rapport à la base du spectre qui l'est. En conséquence, nous avons opté pour évaluer l'amplitude des pics à BPFO et BPFI par rapport au niveau moyen du spectre dans une gamme de fréquence avoisinante, pour ne pas tenir compte des autres composantes spectrales qui ne proviennent pas du roulement. La figure 44 illustre ce procédé.

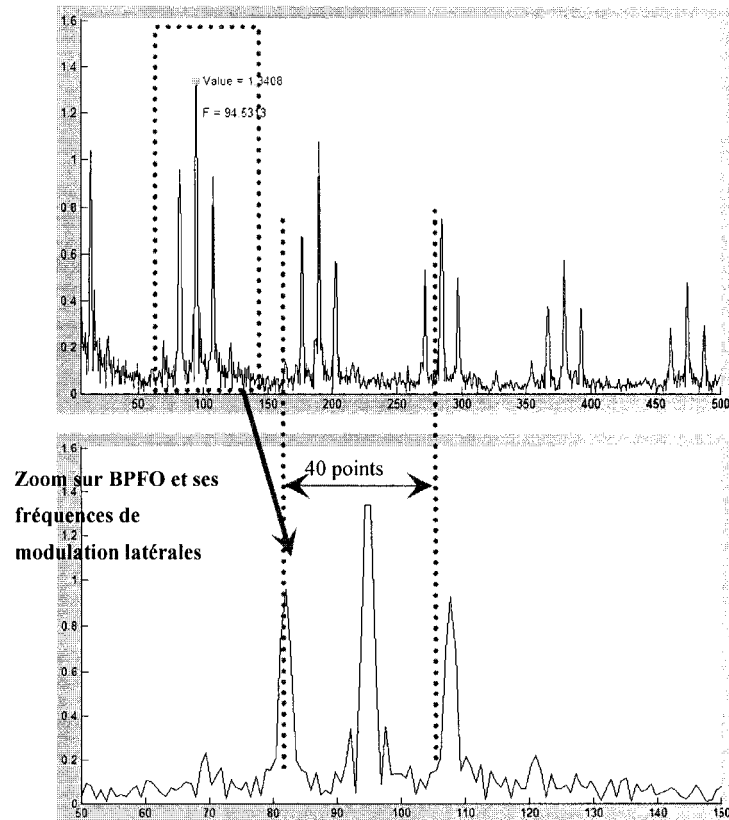


Figure 44 Extraction du paramètre d'entrée fréquentiel

La démarche consiste à calculer le rapport de l'amplitude du pic par la moyenne de ses 40 échantillons fréquentiels voisins (20 à gauche et 20 à droite).

Les sorties relatives à l'emplacement du défaut sont des sorties binaires (1 défaut présent ; 0 pas de défaut). Le choix d'attribuer une sortie à chaque emplacement de défaut a été motivé par le besoin de tenir compte du cas plus général où un défaut est présent sur chaque piste. La figure 45 montre un exemple d'identification de la localisation d'un défaut et de sa gravité. La localisation est atteinte avec un indice de performance supérieur à 97%.

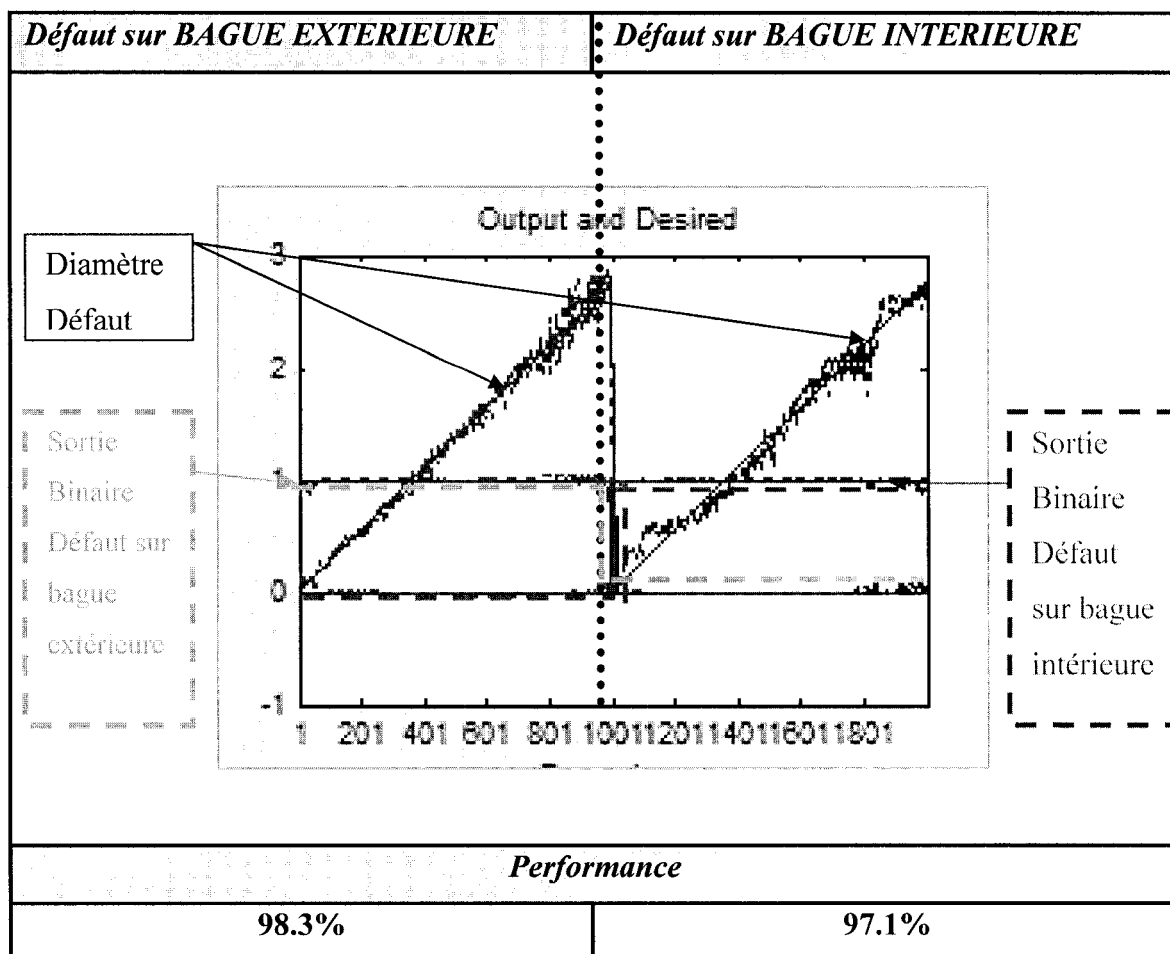


Figure 45 Résultats de reconnaissance pour des défauts sur BE et BI (diamètre et emplacement)

4.3 Conclusion Article 3

L'objectif de ce travail était de mettre au point un système expert à base de réseau de neurones, capable de diagnostiquer un défaut de roulement, en déterminant son diamètre et en localisant son emplacement. Cet objectif a été largement atteint avec une précision de l'ordre de 99.8% quand à la détermination du diamètre du défaut, et de 97% quand à la localisation. Ces performances découlent directement de la qualité de l'apprentissage,

effectué avec le simulateur BEAT, associé à un choix optimal de la configuration du réseau et des variables d'entrées.

Les prochains travaux mettront l'accent sur des possibilités d'amélioration des performances du système, en utilisant un algorithme génétique [7,8], principalement pour tenir compte des configurations de défauts plus générales (plusieurs défauts sur la même bague, vitesses de rotation excessivement rapide ou lente..., défaut sur une bille ou la cage, ...). Pour parvenir à un tel objectif, l'intégration d'autres outils de traitement de signal avancé s'imposent.

En effet, le simulateur BEAT dispose d'une large gamme d'outils très adaptés à l'aide au diagnostic :

- ✚ Spectrogramme Temps-Fréquences
- ✚ Analyse cepstrale
- ✚ Décomposition par ondelettes (wavelett)
- ✚ Décomposition en bandes d'octave
- ✚ Décomposition en 1/3 d'octave
- ✚ L'Index Julien Modifié (Compteurs de chocs [9 à 12]).

4.4 Bibliographie Article 3

- [1] Badri B, Thomas M. and Sassi S., October 2004, BEAT, A numerical simulator for ball bearing affected by localized defects, Proceedings of the 22nd Seminar on machinery vibration, Canadian Machinery Vibration Association, Ottawa, ON, 13 p.
- [2] Sassi S., Thomas M. and Badri B., October 2004, Numerical simulation for vibration response of a ball bearing affected by localized defects, Proceedings of the 5th internat. conference on acoustical and vibratory surveillance methods and diagnostic techniques, Senlis, France, paper R48, 10 p.
- [3] Case Western Reserve University, bearing data center, 2006.
<http://www.cecs.cwru.edu/laboratory/bearing/download.htm>.
- [4] Thomas M., 2002, Fiabilité, maintenance prédictive et vibrations de machines, ETS éditions, Montréal, 616 pages.
- [5] Berry J., How to track rolling bearing health with vibration signature analysis, Sound and Vibration, 1991, pp. 24-35.
- [6] *Réseau de neurones : www.neural-forecasting.comd*
- [7] Hong Guo et al. Feature Generation Using Genetic Programming With Application to Fault Classification. IEEE transactions on systems man and cybernetics—Part B: Cybernetics, Vol. 35, NO. 1, February 2005.
- [8] Samantha B. and al. Bearing Fault Detection Using Artificial Neural Networks and Genetic Algorithm, Journal on applied signal processing 2004:3,366-377
- [9] Badri B., Thomas M., Archambault R. et Sassi S., October 2005, La transformée de Julien: une nouvelle procédure de traitement de signal pour la détection des chocs. Proceedings of the 23rd Seminar on machinery vibration, Canadian Machinery Vibration Association, Edmonton, AB, 10 p.
- [10] Thomas M., Archambault R. and Archambault J., October 2004, A new technique to detect rolling element bearing faults, the Julien method, Proceedings of the 5th international conference on acoustical and vibratory surveillance methods and diagnostic techniques, Senlis, France, paper R61, 10 p.
- [11] Thomas M., Archambault R. and Archambault J., October 2003, Modified Julien index as a shock detector: its application to detect rolling element bearing defect, 21th seminar on machinery vibration, CMVA, Halifax (N.S.), 21.1-21.12.

- [12] Archambault J., Archambault R. and Thomas M., Octobre 2002, A new Index for bearing fault detection, Proceeding of the 20th seminar on machinery vibration, Québec, 10 pages.

4.5 Remerciements

Le fonds québécois de la recherche sur la nature et les technologies (FQRNT) est vivement remercié pour son support financier. Également les auteurs remercient la *Case Western Reserve University* pour leur avoir permis d'utiliser leurs données de défauts de roulements.

CHAPITRE 5

BEAT : PRÉSENTATION DU SIMULATEUR

5.1 Introduction

La théorie exposée dans les chapitres précédents a permis le développement sur MATLAB du simulateur BEAT (BEAring Toolbox). Le choix de cette plateforme a été motivé par la puissance de calcul offerte par le logiciel, ainsi que par la possibilité d'élaborer un logiciel avec des interfaces graphiques conviviales, donc accessible aux utilisateurs non expérimentés, et capable le cas échéant de générer des exécutable du logiciel en vue de commercialisation.

La partie résolution des équations de mouvement est assurée par Simulink, un toolbox de Matlab.

5.2 Le Simulateur BEAT

5.2.1. Organigramme

La démarche adoptée pour le fonctionnement du logiciel est présentée dans l'organigramme suivant :

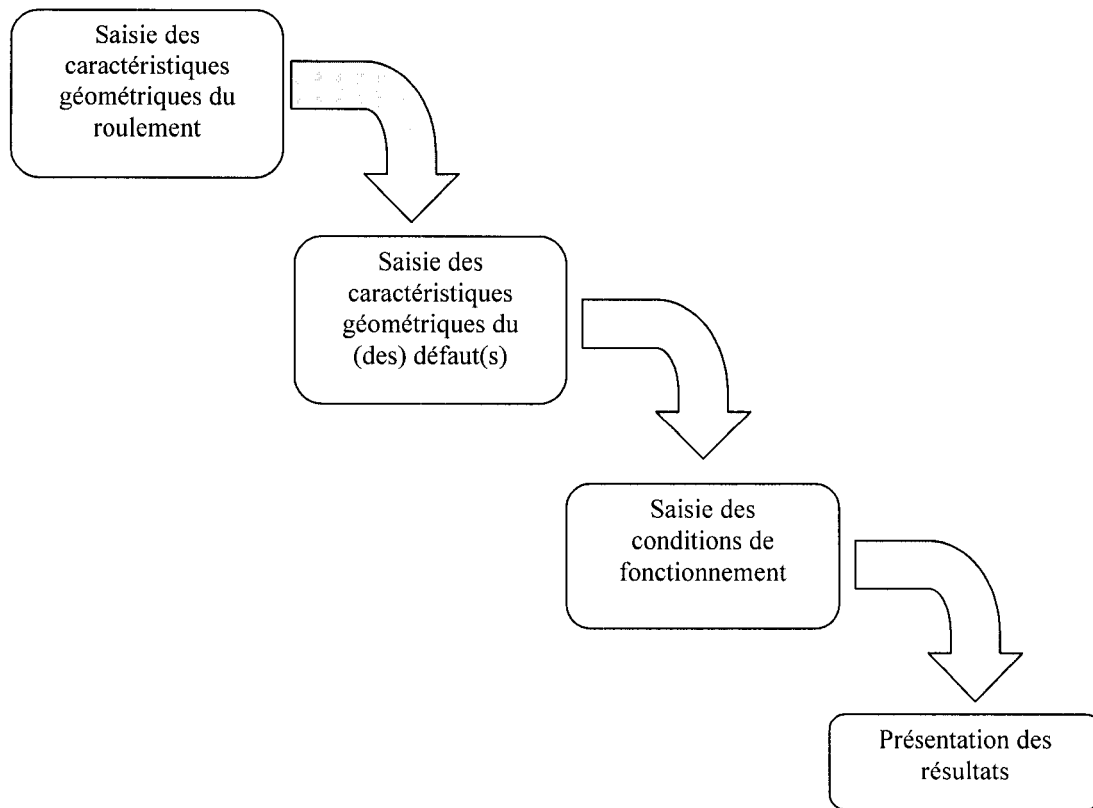


Figure 46 Organigramme de fonctionnement du logiciel

5.2.2. Exécution du logiciel

Pour cette démonstration, la simulation portera sur un roulement SKF1210 tournant à 720 tr/mn et atteint d'un défaut de 1 mm sur la bague extérieure. Les conditions de chargement sont telles que le roulement subira une charge radiale tournante induite par un déséquilibre de masse de 692g

5.2.1.1 Fenêtre de saisie des caractéristiques géométriques du roulement

Le logiciel dispose de 3 roulements dont toutes les caractéristiques sont déjà programmées à l'avance et accessible via un menu déroulant. Cependant, il est possible, via les zones de texte éditables, de saisir tout autre roulement.

Bearing Reference	SKF 1210 (ETS)
Nombre de Billes	Choisir un roulement
Diamètre des Billes	SKF 1210 (ETS)
	SKF 7210 (DEA)
	SKF 6205 (BC)
Angle de Contact	20
Diamètre Extérieur (mm)	90
Diamètre Intérieur (mm)	50
Largeur (mm)	20
Rayon du chanfrein (mm)	1
Paramètre de rugosité	0.1
Module de Young (MPa)	210000
Densité (Kg/m3)	7800

BEAT v5.0© Dr. Sedok SASSI Copyright 2004.
L'utilisation, la copie complète ou partielle et la vente de ce logiciel sont strictement interdites sans l'accord de l'auteur.

Figure 47 Saisie des caractéristiques géométriques du roulement

5.2.1.2 Fenêtre de saisie des caractéristiques géométriques du (des) défaut(s)

Pour des raisons d'encombrement, le simulateur permet via son interface graphique de saisir 6 défauts sur la BE, 6 défauts sur la BI et 4 défauts sur les billes. Cependant il est possible d'introduire une matrice de défaut plus large via la fenêtre principale de matlab.

Caractéristiques des défauts
Changer de Fenêtre

Localisation des défauts

Défaut(s) sur la bague Extérieure		Défaut(s) sur la bague Intérieure		Défaut(s) sur les billes	
Nombre de défauts sur la BE	6 OK	Nombre de défauts sur la BI	6 OK	Nombre de défauts sur les billes	4 OK
Diamètre du défaut (mm)	1	Diamètre du défaut (mm)	1	Number Of the Ball	1
Position angulaire (rad)	0	Position angulaire (rad)	0	Diamètre du défaut (mm)	1
Diamètre du défaut (mm)	1	Diamètre du défaut (mm)	1	Default Phase on the Ball	1
Position angulaire (rad)	0	Position angulaire (rad)	0	Number Of the Ball	1
Diamètre du défaut (mm)	1	Diamètre du défaut (mm)	1	Diamètre du défaut (mm)	1
Position angulaire (rad)	0	Position angulaire (rad)	0	Default Phase on the Ball	1
Diamètre du défaut (mm)	1	Diamètre du défaut (mm)	1	Number Of the Ball	1
Position angulaire (rad)	0	Position angulaire (rad)	0	Diamètre du défaut (mm)	1
Diamètre du défaut (mm)	1	Diamètre du défaut (mm)	1	Default Phase on the Ball	1
Position angulaire (rad)	0	Position angulaire (rad)	0	Number Of the Ball	1
Diamètre du défaut (mm)	1	Diamètre du défaut (mm)	1	Diamètre du défaut (mm)	1
Position angulaire (rad)	1	Position angulaire (rad)	0	Default Phase on the Ball	1

Figure 48 Saisie des caractéristiques géométriques du (des) défaut(s)

5.2.1.3 Fenêtre de saisie des conditions de fonctionnement

Au niveau de la fenêtre précédente (fig.48), un choix doit être fait pour quand à la nature de la charge appliqué :

- Charge de direction fixe : Cas où le poids du rotor l'emporte sur les forces d'inertie.
- Charge de direction fixe : Cas où les forces d'inertie l'emporte sur le poids du rotor.

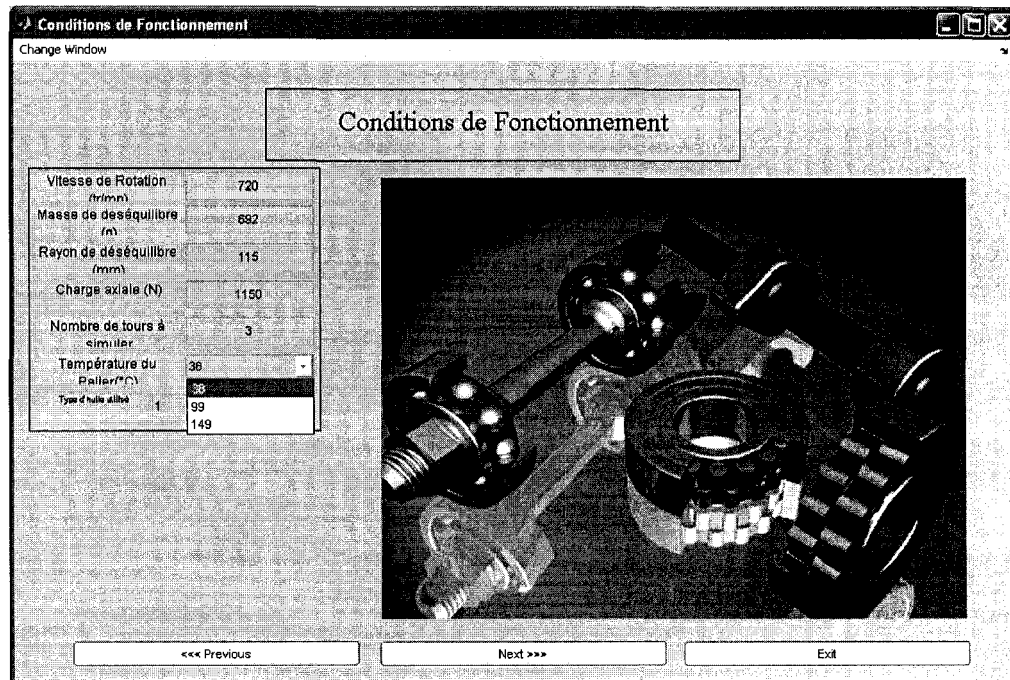


Figure 49 Saisie des conditions de fonctionnement avec une charge tournante

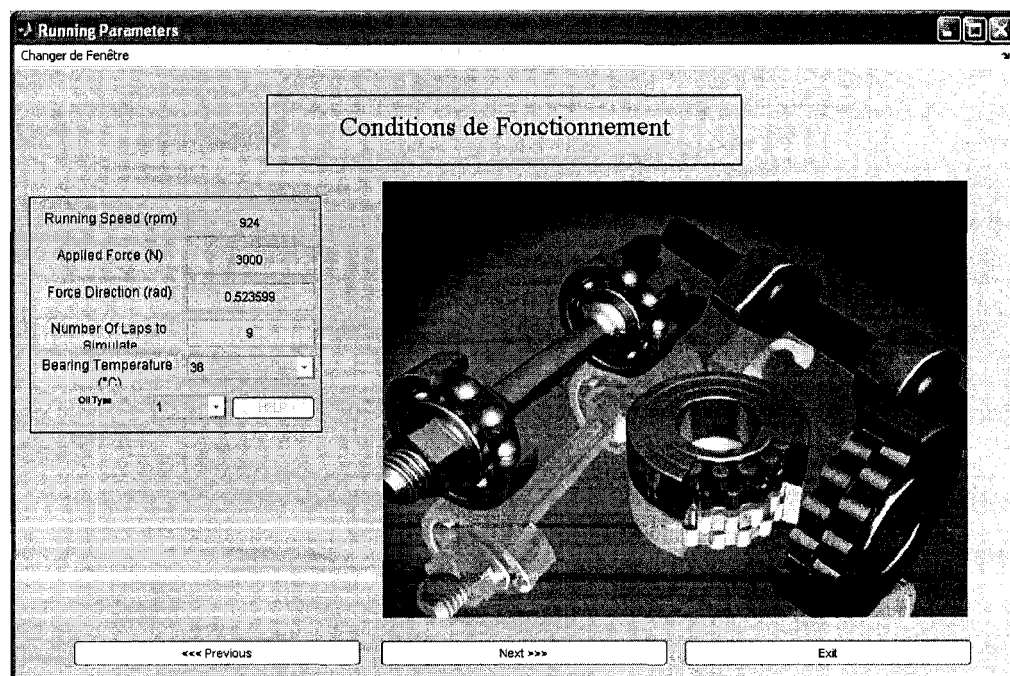


Figure 50 Saisie des conditions de fonctionnement avec une charge fixe

5.2.1.4 Fenêtre finale et traitement du signal dans BEAT

BEAT dispose de plusieurs outils de traitement de signal. À partir de la fenêtre principale, on peut accéder à la réponse temporelle : (fig.51) permet outre le signal temporel, de l'écouter d'afficher le signal enveloppe, de calculer et afficher tout les descripteurs temporels et d'effectuer la transformée de Julien (fig.52).

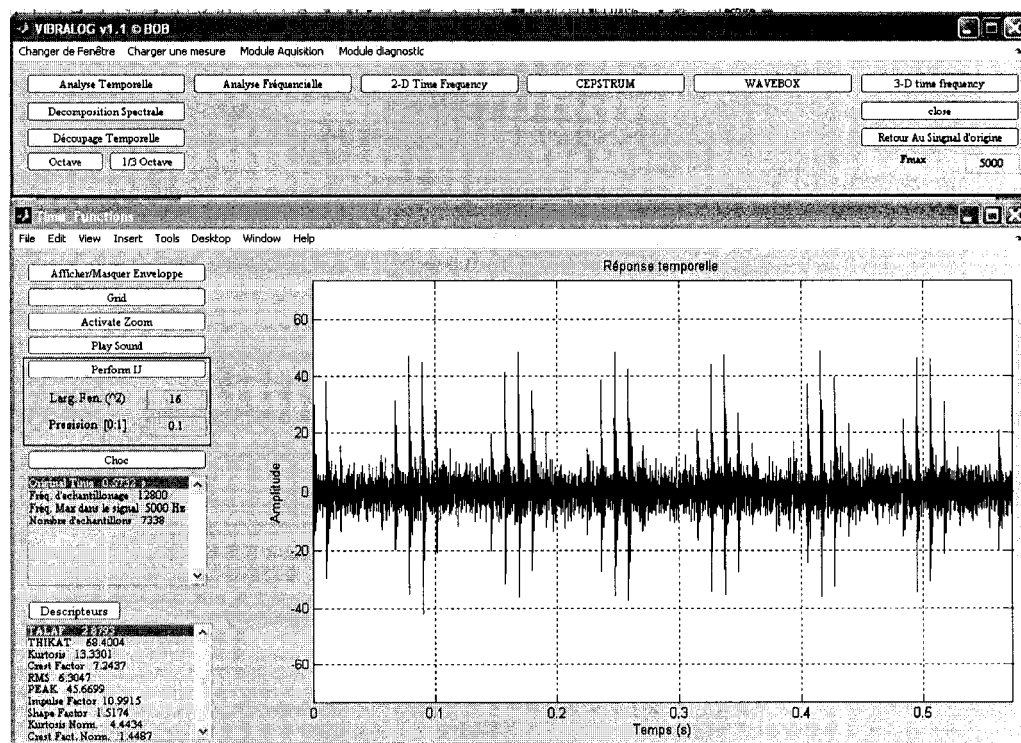


Figure 51 Fenêtre principale et analyse temporelle

La fenêtre suivante présente le signal temporel modifié par Julien, et on y présente le pourcentage de choc dans le signal, ainsi que le nombre de choc.

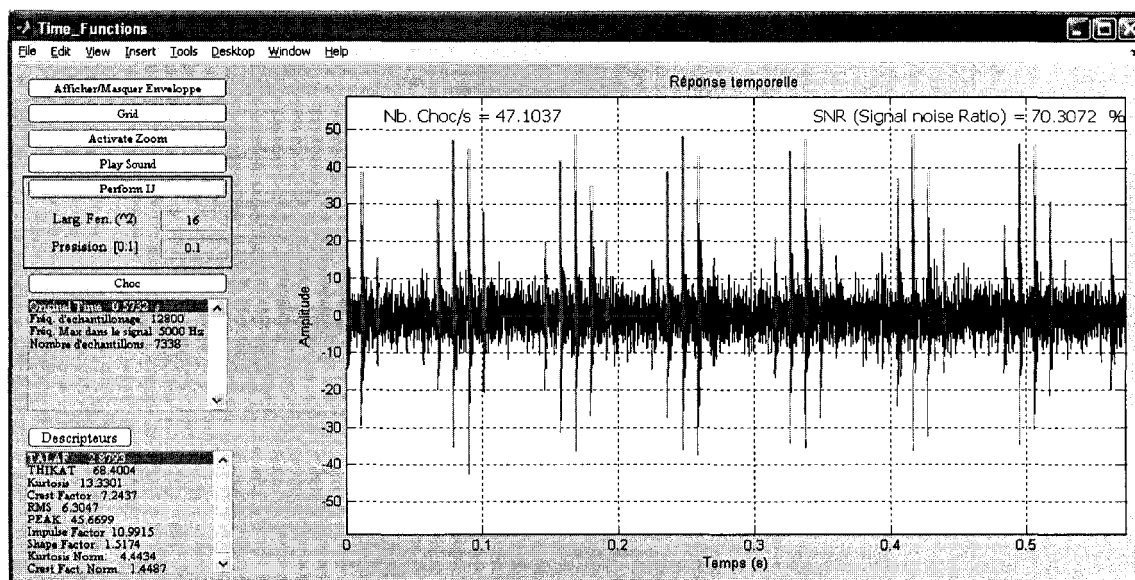


Figure 52 Index Julien et compteur et pourcentage de choc

5.2.1.5 Analyse fréquentielle

Le logiciel permet d'afficher des spectres large bande ou des spectres du signal enveloppe (fig.53), il permet aussi de visualiser des bandes latérales, des harmoniques de faire des zooms...

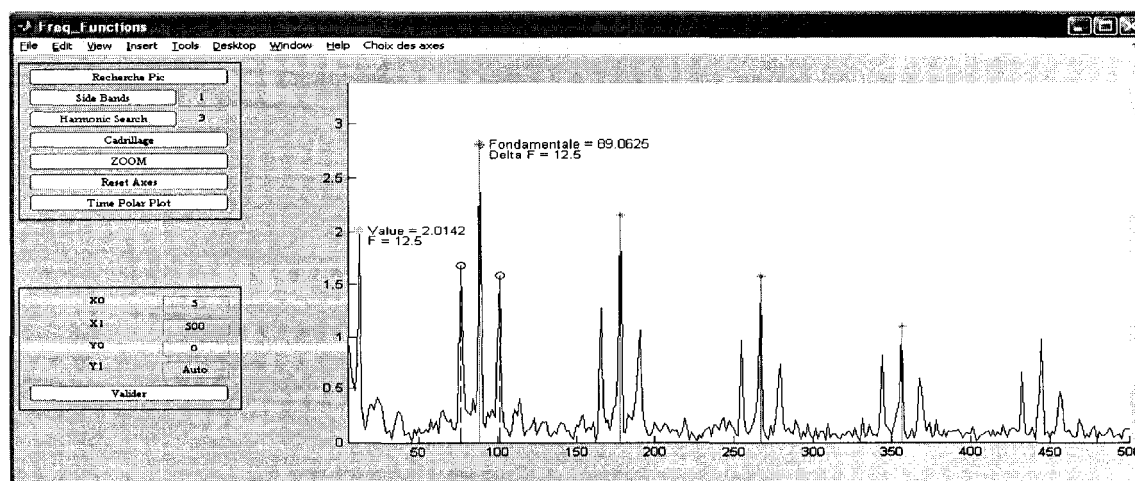


Figure 53 Spectre enveloppe du signal

5.2.1.6 Analyse Temps-Fréquence

Les spectrogrammes Temps-Fréquence sont calculés par STFT. L'utilisateur peut modifier les paramètres de la STFT directement à partir de menus déroulants (fig. 54).

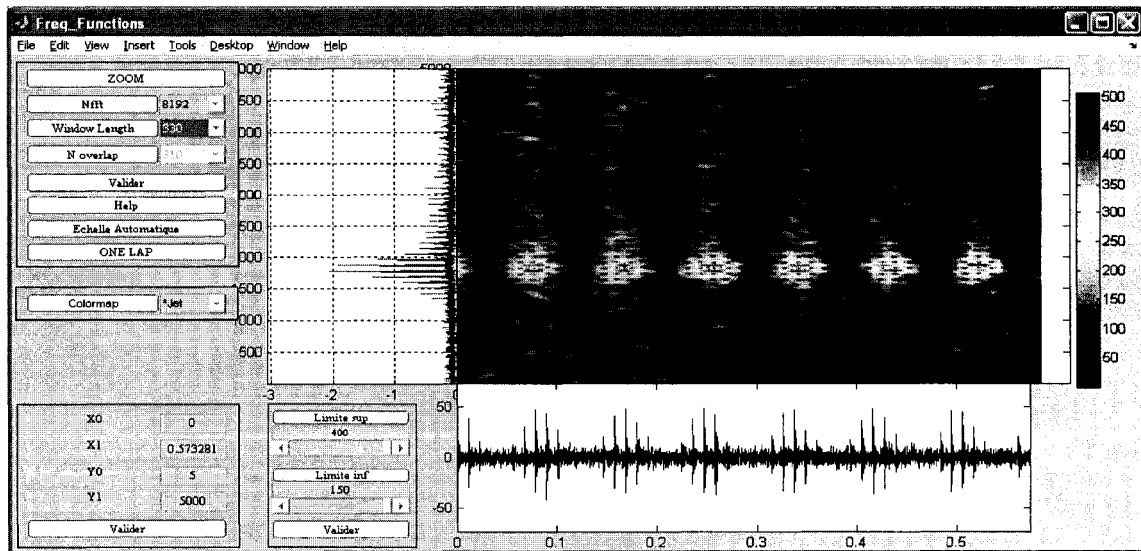


Figure 54 Spectrogramme Temps-Fréquence

5.2.1.7 Analyse Cepstrale

Le cepstre est un outil très intéressant dans l'étude des phénomènes de chocs, principalement utile pour détecter et suivre des défauts d'engrenements, il s'avère être d'une utilité certaine dans le suivi des chocs de roulement.

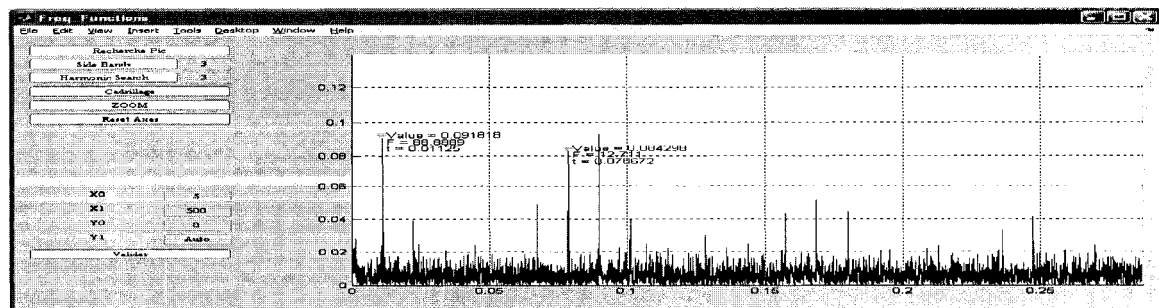


Figure 55 Cepstre du signal

5.2.1.8 Décomposition en ondelettes (Wavelett Tree)

Cette technique permet en utilisant les ondelettes et des filtres complémentaires de décomposer le signal original en plusieurs signaux définis sur des gammes de fréquence différente, on pourra ainsi isoler certaines fréquences pour mieux les étudier.

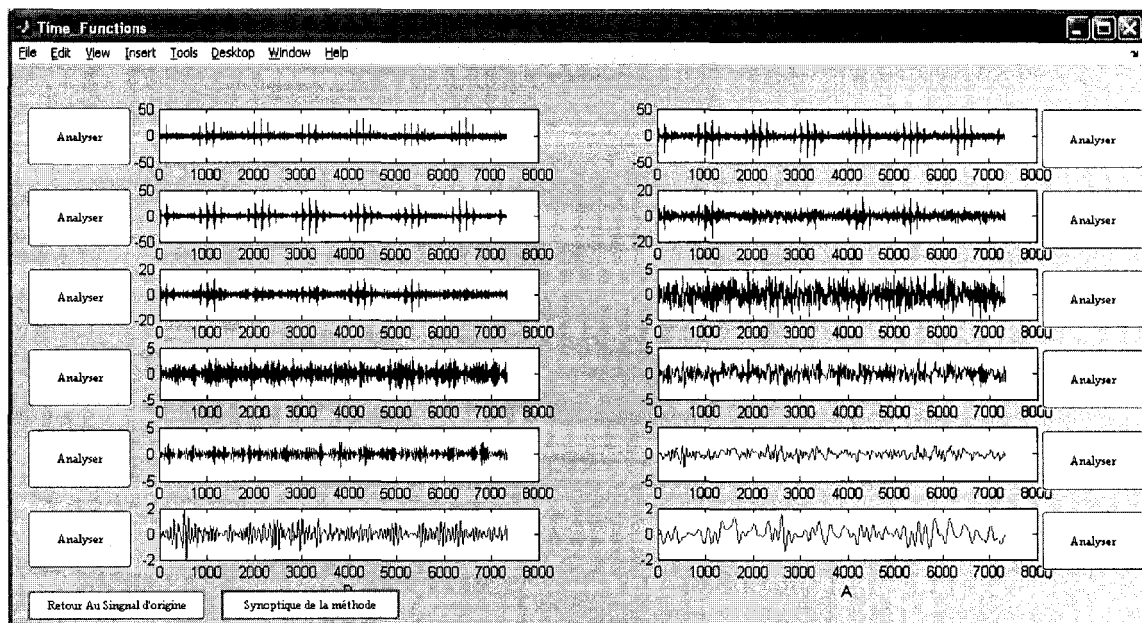


Figure 56 Décomposition en ondelettes du signal original

CONCLUSION

Ce travail a permis de mettre au point un modèle numérique qui simule comportement vibratoire d'un roulement affecté d'un défaut localisé.

L'originalité quantitative de ce simulateur est qu'il tient compte d'environ 15 paramètres différents :

- Défauts
 - Taille
 - Orientation angulaire
 - Emplacement (Bague Extérieure, Bague Intérieure, Bille)
 - Nombre
- Roulements
 - Dimensions
 - Angle de contact
 - Jeu interne
 - Rugosité
 - Matériaux
- Efforts
 - Fixe / Tournant
 - Radial Axial
 - Amplitude
- Lubrifiants
 - Type / viscosité
 - Température
- Conditions Opératoires
 - Vitesse de fonctionnement

L'originalité qualitative de ce modèle est qu'il :

- Tient compte à la fois des éléments rigides (billes, bagues) et du film lubrifiant.
- Tient compte de la composante dynamique de l'effort pendant le choc
- Tient compte de la composante aléatoire dans la réponse globale du roulement
- Tient compte de plusieurs corrections géométriques (fonction de transfert) du mouvement vibratoire de la bague affectée du défaut.
- Intègre différents outils de traitement de signal dédiés à la vibration et à l'aide au diagnostic.

À la sortie, ce simulateur est capable de fournir :

- Signal temporel (accélération)
- Spectre et spectre enveloppe
- Signal Sonore
- Cepstre (Spectre du Spectre)
- Temps – Fréquence
- Décomposition en ondelette
- Emplacement (Bague Extérieure, Bague Intérieure, Bille)
- Descripteurs conventionnels Peak, RMS, Crest Factor, Kurtosis, Shape Factor et Impulse Factor
- Nouveaux descripteurs : Thikat, Talaf, IJR

En partant de là, et ayant atteint l'objectif fixé dans le cadre de cette maîtrise, à savoir, le développement même du simulateur, une seconde phase dédiée à son exploitation a été effectuée, et a mené à différents travaux.

Le simulateur a été utile à partir du moment où un intérêt est porté sur le comportement vibratoire d'un roulement défectueux sous des conditions de fonctionnement et de charge bien définies.

Deux nouveaux descripteurs (Thikat et Talaf) dédiés à la surveillance des roulements ont donc vu le jour grâce à la connaissance qu'offre le simulateur sur le comportement vibratoire dans les différentes phases de dégradations.

Un algorithme de détection de choc (IJR) a été testé et optimisé sur des roulements défectueux, pour aboutir à un outil à la fois simple et puissant de suivi de dégradation.

Finalement, un système expert à base de réseau de neurones a été conçu développé et testé, offrant d'excellentes performances de reconnaissances de diamètre de défauts et d'emplacements (de l'ordre de 99%). Ce système expert a profité de la source d'apprentissage quasi-infini qu'offrait le simulateur, pouvant fournir un éventail très large de configurations de défauts sous des paramètres d'opérations et de chargement tout aussi variés.

RECOMMANDATIONS

Ce travail a plutôt porté sur l'influence des défauts localisés. Il serait intéressant de traiter l'influence des défauts répartis en gardant toujours le même modèle.

Une autre perspective serait d'intégrer dans le modèle l'apport d'énergie thermique conséquente directe du frottement des billes contre la cage, qui a comme influence le changement de la viscosité de l'huile, donc de ses caractéristiques dynamiques et ainsi de la réponse vibratoire. Cette partie est assez bien documentée, et sa réalisation aboutirait à un simulateur plus complet.

L'opérateur de détection de chocs, l'Index Julien modifié est un outil assez simple et puissant pour le suivi de dégradations des équipements mécaniques susceptibles de subir des chocs. Néanmoins, il serait très judicieux d'améliorer cet algorithme pour différencier les chocs synchrones des chocs asynchrones. Un tel opérateur, serait le premier à différencier de façon statistiques et non harmoniques (donc sans recourir à une FFT), entre un défaut de roulement et un défaut d'engrenage vu que le 2eme est parfaitement synchrone, et que le premier admet une très légère dispersion temporelle.

En ce qui à trait au système expert basé sur les réseaux de neurones, la configuration retenue nous a été suggérée par la littérature. Cette configuration assez rigide risque d'être limitée lorsque viendra le temps d'étudier des configurations de défauts beaucoup plus compliqués -6 défauts sur chaque bague à titre d'exemple-.

Il serait intéressant dans ce cas d'adopter une configuration réseau de neurones plus souple, qui s'adapterait (nombre de couches variable, nombres de neurones variable) au fur et à mesure de l'apprentissage, et ce en ayant recours –à titre d'exemple- aux algorithmes génétiques.

ANNEXE 1

CARACTÉRISTIQUES GÉOMÉTRIQUES ET DISTRIBUTION DE CHARGE

1.1 Introduction

L'objectif de cette section est de présenter les éléments de théorie inhérents au fonctionnement du roulement, qui pour des raisons d'encombrement, ne sont pas détaillées dans les articles. Ce qui consiste dans un premier temps à définir les caractéristiques géométriques, et dans un deuxième temps à poser les équations régissant la répartition des charges au sein du roulement, ainsi que les efforts dynamiques induit par les chocs.

1.2 Données théoriques relatives aux roulements

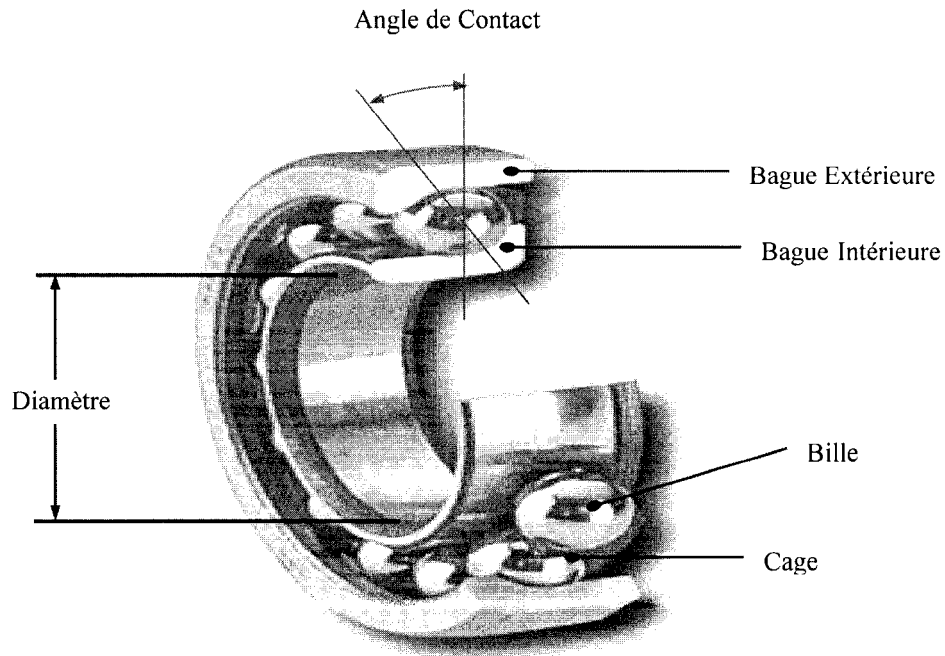


Figure 57 Éléments d'un roulement

Tel que présenté [fig.1] Les principaux éléments constituant un roulement sont :

- La bague extérieure **BE** : qui se situe dans le logement.
- La bague intérieure **BI** : qui s'ajuste sur l'arbre.
- Les éléments roulants **ER** : qui sont des billes ou des rouleaux de formes variées.
- La cage **C** : qui maintient un intervalle régulier entre les éléments roulants.

Angle de contact α_c

L'angle de contact α_c est l'angle que fait la ligne de contact du roulement avec la direction radiale [fig.1].

Paramètre de chargement ε

Soit $\vec{\delta}(o)$, le déplacement rigide de la bague intérieure BI par rapport à la bague extérieure BE

$$\vec{\delta}(o) = \delta_a \vec{x} + \delta_r \vec{y}$$

avec δ_a : la déflexion axiale, δ_r : la déflexion radiale

et soit δ_i le rapprochement des deux bagues selon la normale commune aux points de contact avec le $i^{\text{ème}}$ élément roulant[20].

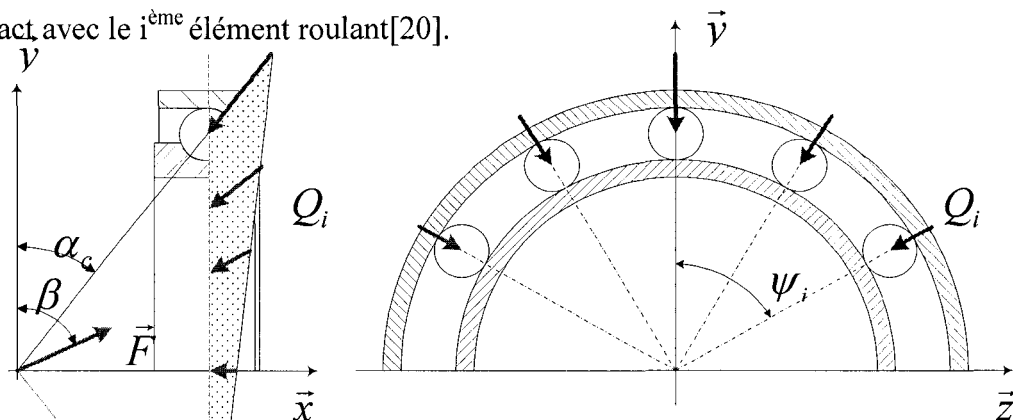


Figure 58

Le déplacement rigide de la bague intérieure BI

$$\delta_i = \delta_a \cdot \sin \alpha_c + \delta_r \cdot \cos \alpha_c \cdot \cos(\psi_i) \quad (1.1)$$

δ_i est maximal pour l'élément roulant le plus chargé.

$$\delta_{\max} = \delta_a \cdot \sin \alpha_c + \delta_r \cdot \cos \alpha_c \quad (1.2)$$

$$(1.1) \text{ et } (1.2) \Rightarrow \frac{\delta_i}{\delta_{\max}} = 1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{1 + \frac{\delta_a}{\delta_r} \operatorname{tg} \alpha_c} \quad (1.3)$$

Par définition, le paramètre de chargement ε est donné par :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{\delta_a}{\delta_r} \operatorname{tg} \alpha_c \right] \quad (1.4)$$

L'équation (1.3) s'écrit alors

$$\frac{\delta_i}{\delta_{\max}} = 1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \quad (1.5)$$

En pratique, connaissant les efforts axial et radial et l'angle de contact α_c , on détermine ε à partir du tableau suivant (provenant des abaques de distribution de charge [21]):

Tableau I
Variation du paramètre de chargement ε
en fonction de $(F_r / F_a) \cdot \operatorname{tg} \alpha_c$

$\frac{F_r}{F_a} \operatorname{tg} \alpha_c$	1	0.9318	0.8964	0.8601	0.8225	0.7835	0.7427	0.6995
ε	0.0	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8

$\frac{F_r}{F_a} \operatorname{tg} \alpha_c$	0.6529	0.6000	0.4338	0.3088	0.1850	0.0831	0
ε	0.9	1.0	1.25	1.67	2.5	5.0	∞

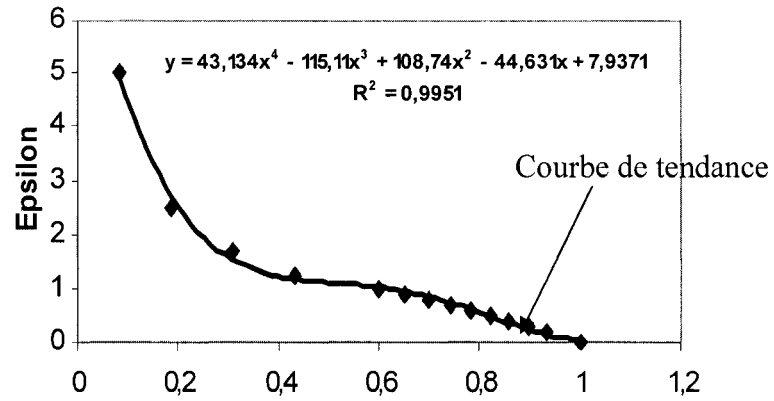


Figure 59 Variation du coefficient de chargement en fonction de l'effort

Angle de chargement β

L'angle de chargement β est l'angle que fait l'effort \vec{F} avec la direction radiale [fig.2].

En écrivant la condition d'équilibre de la bague intérieure :

$$\vec{F} + \sum_{i=1}^{Nb} \vec{Q} = \vec{0} \quad (1.6)$$

En décomposant, le système devient :

$$\begin{cases} F_a - \sum_{i=1}^{Nb} Q_i \sin \alpha = 0 \\ F_r - \sum_{i=1}^{Nb} Q_i \cos \alpha \cos(\psi_i) = 0 \end{cases} \quad (1.7)$$

avec Nb : nombre d'éléments roulants,

ce qui donne l'expression de l'angle β

$$\tan \beta = \frac{F_a}{F_r} = \tan \alpha \frac{\sum_{i=1}^{Nb} Q_i}{\sum_{i=1}^{Nb} Q_i \cos(\psi_i)} \quad (1.9)$$

On a donc nécessairement : $\tan \beta \geq \tan \alpha$ (1.10)

Les angles α et β étant compris entre 0 et π , la relation devient ;

$$\beta \geq \alpha \quad (1.11)$$

Angle maximal de chargement ψ_m

L'angle maximal de chargement ψ_m est donné pour un rapprochement δ_i nul ce qui implique d'après (1.5) :

$$1 - \frac{1 - \cos(\psi_m)}{2 \cdot \varepsilon} = 0 \Rightarrow \psi_m = \pm \text{Arccos}(1 - 2 \cdot \varepsilon) \quad (1.12)$$

Efforts axial et radial appliqués

En tenant compte des équations d'équilibre de la bague intérieure (1.7) et (1.8) et en utilisant la loi de comportement élastique des contacts liant δ_i à Q_i :

$$Q_i = K \cdot \delta_i^t \quad (1.13)$$

où K et t sont des constantes qui dépendent de la nature du contact, le système devient :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a - \sum_{i=1}^{Nb} K \delta_i^t \sin \alpha = 0 \end{array} \right. \quad (1.14)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_r - \sum_{i=1}^{Nb} K \delta_i^t \cos \alpha \cos(\psi_i) = 0 \end{array} \right. \quad (1.15)$$

$$\text{D'après (1.5) ; } \left\{ \begin{array}{l} F_a - \sum_{i=1}^{Nb} K \cdot \delta_{\max}^t \cdot \left[1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right]^t \cdot \sin \alpha = 0 \end{array} \right. \quad (1.16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_r - \sum_{i=1}^{Nb} K \cdot \delta_{\max}^t \cdot \left[1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right]^t \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\psi_i) = 0 \end{array} \right. \quad (1.17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a = Q_{\max} \sin \alpha \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{E(Nb/2)} \left(1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right)^t \right) \end{array} \right. \quad (1.18)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_r = Q_{\max} \cos \alpha \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{E(Nb/2)} \left(1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right)^t \cos(\psi_i) \right) \end{array} \right. \quad (1.19)$$

En supposant que le nombre d'éléments roulants est assez grand [20] , les expressions de F_a et F_r deviennent :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a = Q_{\max} \sin \alpha \frac{Nb}{\pi} \int_0^{\psi_m} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t d\psi \end{array} \right. \quad (1.20)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_r = Q_{\max} \cos \alpha \frac{Nb}{\pi} \int_0^{\psi_m} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t \cos(\psi) d\psi \end{array} \right. \quad (1.21)$$

On pose alors les intégrales de Sjövall, qui sont définis par [20, 21] :

$$\left\{ \begin{array}{l} J_a(\varepsilon) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\psi_m} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t d\psi \end{array} \right. \quad (1.22)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} J_r(\varepsilon) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\psi_m} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t \cos(\psi) d\psi \end{array} \right. \quad (1.23)$$

Les expressions de F_a et F_r deviennent alors :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a = N_b Q_{\max} \sin \alpha J_a(\varepsilon) \\ F_r = N_b Q_{\max} \cos \alpha J_r(\varepsilon) \end{array} \right. \quad (1.24)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_r = N_b Q_{\max} \cos \alpha J_r(\varepsilon) \end{array} \right. \quad (1.25)$$

Charge maximale

La charge maximale Q_{\max} agissant sur l'élément roulant le plus chargé est :

$$Q_{\max} = \frac{F_a}{N_b J_a(\varepsilon) \sin \alpha} \quad (1.26)$$

Déplacement maximal, déflexion axiale, déflexion radiale

Le déplacement maximal δ_{\max} au niveau de l'élément roulant le plus chargé est :

$$\delta_{\max} = \left[\frac{Q_{\max}}{K} \right]^{\frac{1}{t}} \quad (1.27)$$

Dans le cas des roulements à billes, le déplacement a pour expression :

$$\delta_{\max} = 4.5 \cdot 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D_b^{1/3}} \quad (1.28)$$

où D_b est le diamètre des billes en mm.

On en déduit les déflexions axiale δ_a et radiale δ_r à partir de (1.4) et (1.5) :

$$\delta_a = \delta_{\max} \frac{2\varepsilon - 1}{2\varepsilon \sin \alpha} \quad (1.29)$$

Et

$$\delta_r = \delta_{\max} \frac{1}{2\varepsilon \cos \alpha} \quad (1.30)$$

Expression de la charge Q_i

Les relations (1.5) et (1.13) donnent :

$$\frac{Q_i}{Q_{\max}} = \frac{K \delta_i'}{K \delta_{\max}'} = \left(\frac{\delta_i}{\delta_{\max}} \right)' = \left[1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right]' \quad (1.31)$$

Ainsi donc, pour chaque bille(i), l'effort statique peut se calculer avec [20, 21] :

$$Q_i = Q_{\max} \left[1 - \frac{1 - \cos(\psi_i)}{2\varepsilon} \right]'$$

Pour des conditions conventionnelles de chargement, la répartition des efforts sur le roulement est montrée à la fig.4

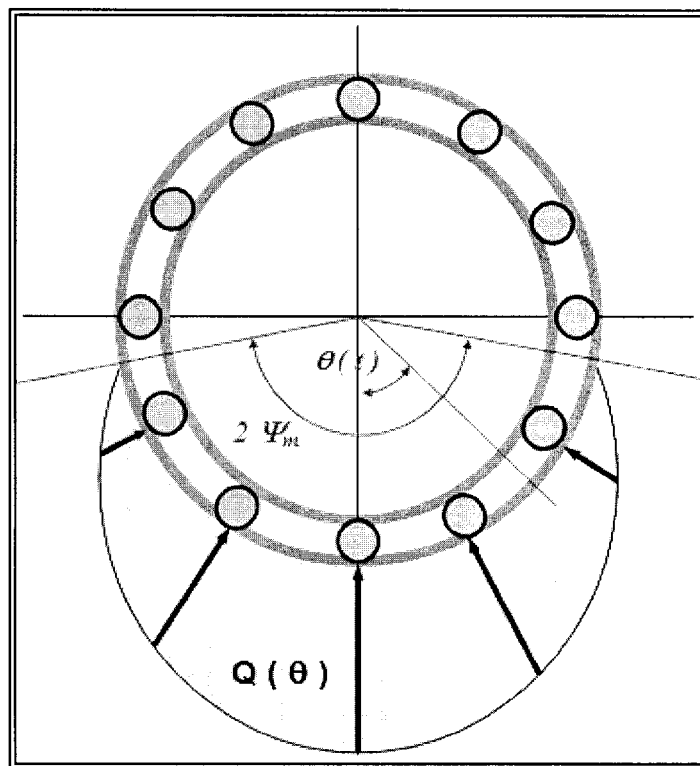


Figure 60 Effort de choc Q relatif au chargement

À ce point, l'étude présente a permis de dresser les paramètres géométriques du roulement, mais encore, elle a abouti à une formulation théorique de la distribution de charge au sein du roulement à partir des efforts appliqués et des dimensions et type du roulement.

1.3 Excitation

1.4 Effort de chargement statique

Dépendamment de l'emplacement du défaut, sur la bague extérieure [fig.6], sur la bague intérieure [fig.7] ou sur les billes [fig.8], l'effort de choc statique aura la forme suivante :

L'effort de choc pour un défaut sur la bague extérieure

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{BE} = Q(\theta_{BE}) \cos \alpha \quad \text{Si } \theta_{BE} - \frac{\varphi_{BE}}{2} \leq \theta_b(i) \leq \theta_{BE} + \frac{\varphi_{BE}}{2} \text{ et } -\psi_m \leq \theta_{BE} \leq \psi_m \\ F_{BE} = 0 \quad \text{Sinon} \end{array} \right. \quad (1.33)$$

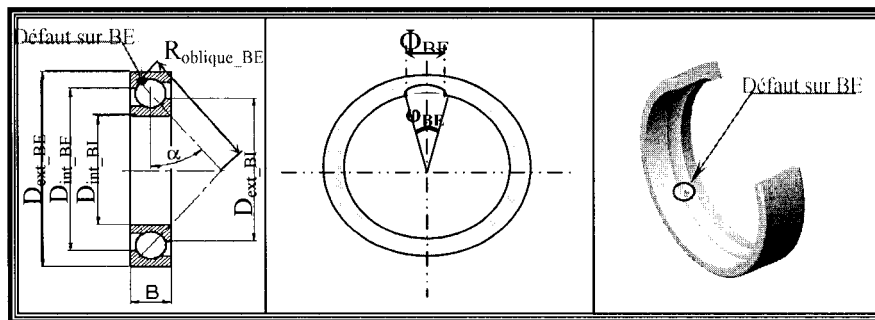


Figure 61 Défaut sur la bague extérieure

L'effort de choc pour un défaut sur la bague intérieure

$$\begin{cases} F_{BI} = Q(\theta_{BI}(t)) \cos \alpha \\ F_{BI} = 0 \end{cases} \quad (1.34)$$

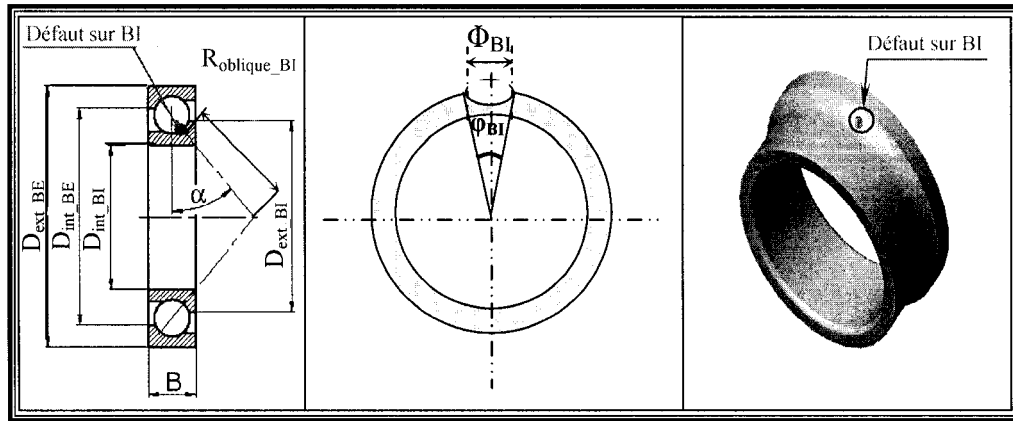


Figure 62 Défaut sur la bague extérieure

L'effort de choc pour un défaut sur la bille

$$\begin{cases} F_b = Q(\theta_b(i,t)) \cos \alpha & \text{Si } -\frac{\varphi_b}{2} \leq \theta_{propresbille} \leq \frac{\varphi_b}{2} \text{ et } -\psi_m \leq \theta_b(i) \leq \psi_m \\ F_b = 0 & \text{Sinon} \end{cases} \quad (1.35)$$

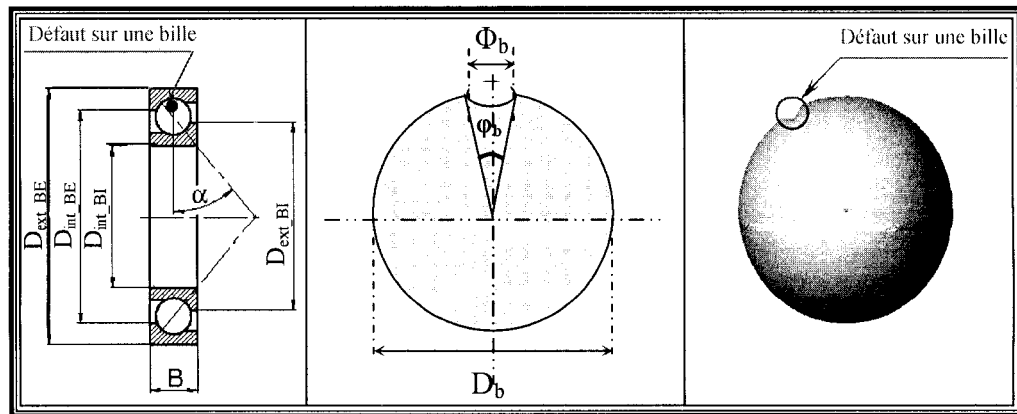


Figure 63 Défaut sur la bille

1.5 Effort de choc dynamique

Afin de caractériser la cinématique de la bille –l'élément roulant- pivotant autour du défaut, les équations suivantes sont posées² :

T_1 = Énergie Cinétique Initiale

U_1 = Énergie Potentielle Initiale

$$U_1 = m g \frac{B_d}{2} \quad (2.36)$$

$$T_1 = \frac{1}{2} m V_1^2 + \frac{1}{2} I \omega_1^2 \quad (2.37)$$

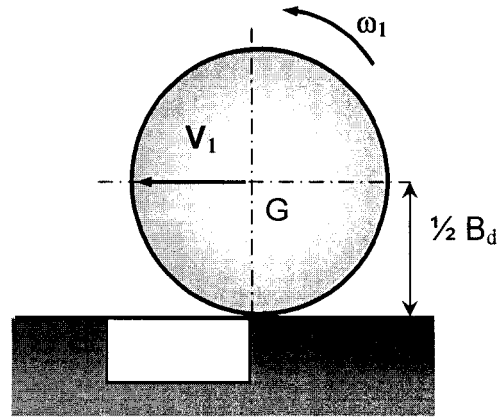


Figure 64 Bille à l'entrée du défaut Position initiale

Les 2 positions clés sont présentées sur la [fig.64] pour l'état initial, et à la [fig.65] pour l'état final.

$$U_2 = m g \cos \alpha \frac{B_d}{2} \quad (1.38)$$

T_2 = Énergie Cinématique Finale

U_2 = Énergie Potentielle Finale

$$T_2 = \frac{1}{2} m V_2^2 + \frac{1}{2} I \omega_2^2 \quad (1.39)$$

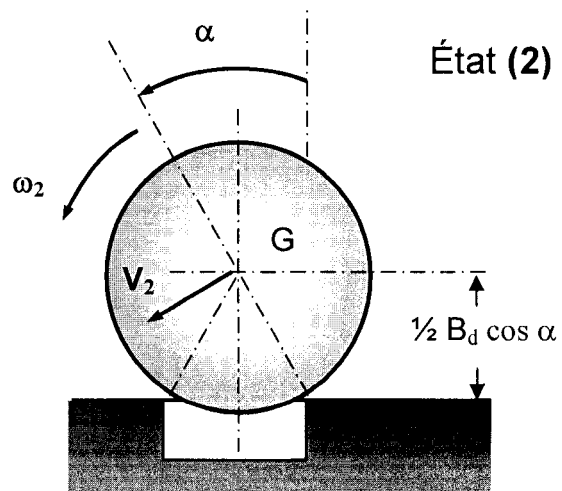


Figure 65 La bille bascule, Position finale

² NB : dans cette partie, l'indice 1 correspond à l'état 1, et l'indice 2 à l'état 2

La conservation de l'énergie mécanique totale entre l'état (1) et l'état (2) s'écrit comme suit [2]:

$$T_1 + U_1 = T_2 + U_2 \quad (1.40)$$

Sachant que la vitesse du point G est $V_G = \frac{B_d}{2} \omega = r \omega$ (1.41)

Et que le moment d'inertie de la bille $I = \frac{2}{5} m r^2$ (1.42)

Alors :

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} m V^2 + \frac{1}{2} I \omega^2 &= \frac{1}{2} m (r \omega)^2 + \frac{1}{2} (2/5 m r^2) \omega^2 \\ &= \frac{1}{2} m \frac{7}{5} r^2 \omega^2 \\ &= \frac{7}{10} m r^2 \omega^2 \end{aligned} \quad (1.43)$$

La conservation de l'énergie mécanique totale s'écrit alors :

$$\frac{7}{10} m r^2 \omega_1^2 + m g r = \frac{7}{10} m r^2 \omega_2^2 + m g r \cos \alpha \quad (1.44)$$

$$\omega_2^2 - \omega_1^2 = \frac{10}{7} g \frac{1 - \cos \alpha}{r} \quad (1.45)$$

$$\omega_2^2 - \omega_1^2 = \frac{20}{7} g \frac{1 - \cos \alpha}{B_d} \quad (1.46)$$

Cette expression est de la forme

$$\omega_2^2 - \omega_1^2 = 2 \ddot{\alpha} \alpha \quad (1.47)$$

L'accélération angulaire de la bille dans son mouvement de chute ou de pivotement autour du coin du défaut est

$$\ddot{\alpha} = \frac{10}{7} g \frac{1 - \cos \alpha}{\alpha B_d} \quad (1.48)$$

et la vitesse finale aura pour expression

$$\omega_2 = \ddot{\alpha} t + \omega_1 \quad (1.49)$$

1.6 Effort de choc total

L'effort dynamique (ou de choc) est celui qui correspond à une transmission de l'énergie cinétique de la bille.

$$F_d = \frac{1}{2} m \frac{\Delta V^2}{\Delta S} \quad (1.50)$$

$$F_d \approx \frac{1}{2} \frac{F_s}{g} \frac{\Delta V^2}{\Delta S} \quad (1.51)$$

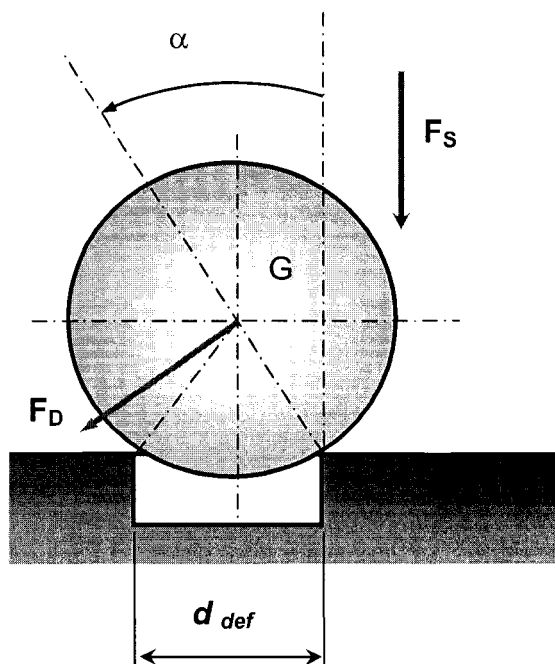
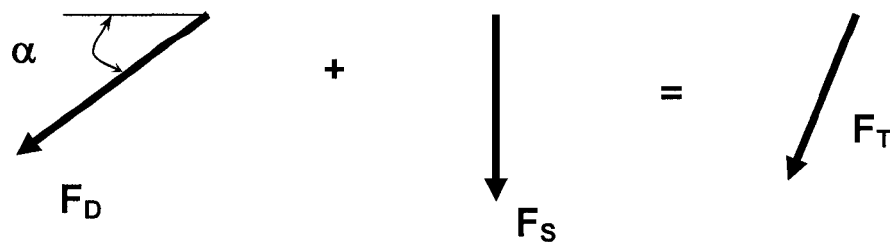


Figure 66 Efforts appliqués sur la bille à l'instant du choc

L'effort total lors du choc au point S, est la somme de l'effort statique F_s et de l'effort dynamique F_d [fig.11].

$$\text{Effort (Total)} = \text{Effort (Statique)} + \text{Effort (Dynamique)}$$



$$F_T = F_s + F_d \sin \alpha \quad (1.52)$$

$$F_T = F_s + \frac{1}{2} \frac{F_s}{g} \frac{\Delta V^2}{\Delta S} \sin \alpha \quad (1.53)$$

On obtient alors :

$$F_T = F_s \left[1 + K_{imp} \times \Delta V^2 \right] \quad (1.54)$$

$$F_T = Q_{\max} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi_i}{2 \varepsilon} \right)^i \left[1 + K_{imp} \times \Delta V^2 \right]$$

Afin de quantifier la composante dynamique de l'effort, une série de simulations a été effectuée en variant le diamètre du défaut.

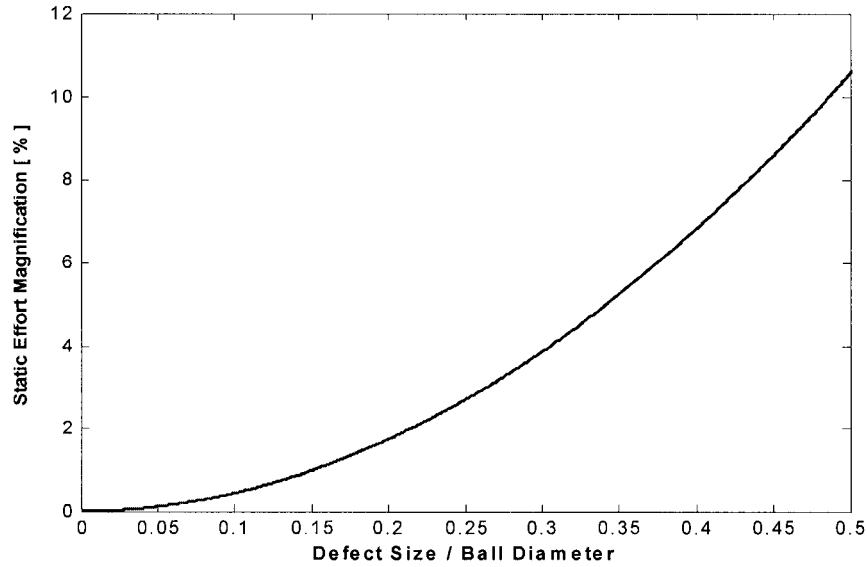


Figure 67 Variation de l'effort de choc en fonction du rapport D_{def}/D_{bille}

On remarque [fig.67] que l'effort statique subit par le roulement est majoré d'un effort non négligeable. Cette composante dynamique de l'effort peut atteindre 11% de l'effort statique.

ANNEXE 2

MODÉLISATION

2.1 Introduction :

Le présent chapitre vise à présenter la démarche suivie afin de mettre au point le modèle du roulement. Il y sera détaillé, dans un premier temps, le modèle général retenu qui servira de base au simulateur-. Dans un deuxième temps sera traité la modélisation de chacun des éléments constituant le roulement.

2.2 Mise en place d'un modèle général

Le modèle général du roulement suivant une ligne radiale donnée est explicité dans la [fig.68],

K21	:	la rigidité du film d'huile entre billes et BE [N.m^{-1}]
K23	:	la rigidité du film d'huile entre billes et BI [N.m^{-1}]
C21	:	l'amortissement du film d'huile entre billes et BE [N.s.m^{-1}]
C23	:	l'amortissement du film d'huile entre billes et BI [N.s.m^{-1}]
M ₁	:	la masse de la bague extérieure [Kg]
M ₂	:	la masse de la bille [Kg]
M ₃	:	la masse de la bague intérieure [Kg]
K ₁	:	la rigidité de la bague extérieure [N.m^{-1}]
K ₃	:	la rigidité de la bague intérieure [N.m^{-1}]

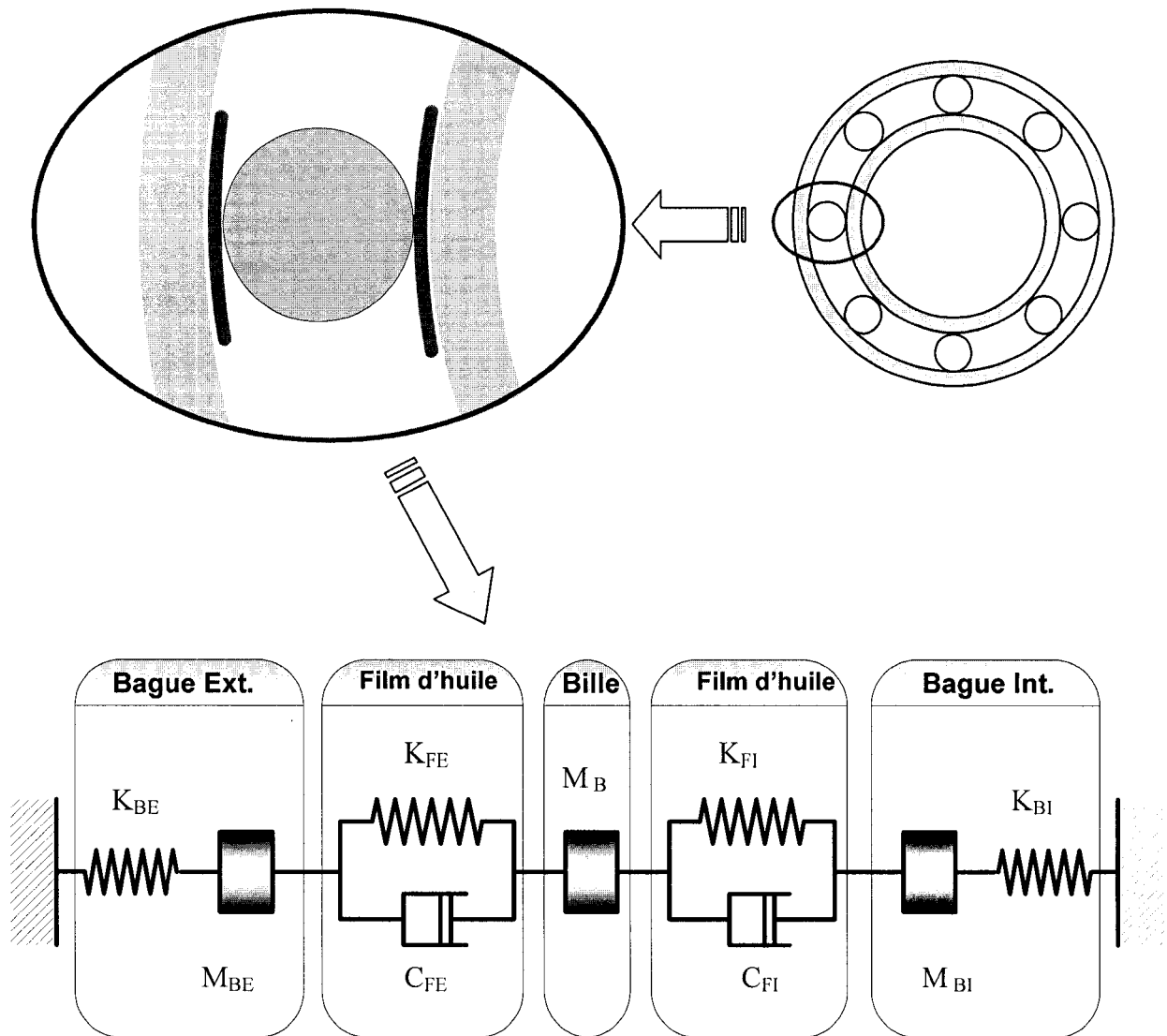


Figure 68 Le modèle du roulement suivant une ligne radiale

Le modèle général retenu présenté ci-dessus intègre tous les éléments du roulement, partant du palier et atteignant l'arbre. L'étape suivante consiste à déterminer les valeurs des caractéristiques dynamiques (M, K, C) de chaque composant du modèle.

2.3 Modélisation des éléments du roulement

La modélisation est une représentation approchée de la réalité. Elle a pour but d'aboutir à une description mathématique d'un système donné moyennant certaines simplifications, pour caractériser d'une manière plus ou moins proche son comportement.

Dans cette partie, on s'intéressera donc à la modélisation d'un roulement en vue d'étudier son comportement dynamique.

5.2.3. Modélisation des bagues

La bague intérieure et la bague extérieure seront modélisées chacune par une association masse-ressort correspondant à un système à un seul degré de liberté [fig.13]. On suppose que la bague est suffisamment rigide de façon à négliger son amortissement relatif :

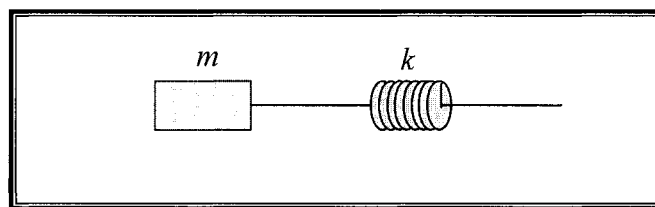


Figure 69 Modélisation de la bague

Dans le cas d'une bague en flexion libre dans son plan, la pulsation propre du $n^{\text{ième}}$ mode propre est donnée par [22]:

$$\omega_n = \frac{n(n^2 - 1)}{\sqrt{1 + n^2}} \sqrt{\frac{E I}{\mu R^4}} \quad (2.1)$$

où

ω_n : la pulsation propre du $n^{\text{ième}}$ mode [rad/s].

n : l'ordre du mode.

E : le module d'élasticité longitudinale [N/m²].

I : le moment d'inertie de la section transversale de la bague [m⁴].

μ : la masse linéique [Kg/m].

R : le rayon de la bague [m].

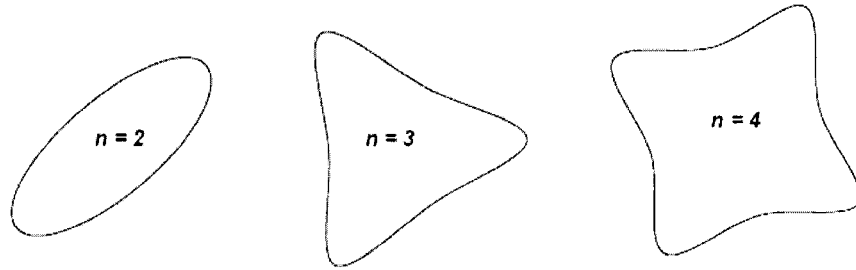


Figure 70 Mode en flexion d'une bague

Les modes 0 et 1 sont des modes rigides. On considère donc le mode 2 comme étant le premier mode de vibration en flexion [fig.14]. La pulsation propre du système à un seul degré de liberté sera prise égale à :

$$\omega_{bague} = \omega_2 = \frac{6}{\sqrt{5}} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\mu \cdot R^4}} \quad (2.2)$$

Par ailleurs, la pulsation propre d'un système masse-ressort est :

$$\omega_{bague} = \sqrt{\frac{K_{bague}}{M_{bague}}} \quad (2.3)$$

Connaissant les caractéristiques géométriques, massiques et mécaniques de la bague, on pourra ainsi déterminer sa rigidité K_{bague} et sa masse M_{bague} .

Une analyse par éléments finis a été effectuée pour valider cette démarche, elle est présentée dans l'article 1 –chapitre2-.

Détermination de la masse des bagues

Les bagues sont généralement fabriquées en acier *100C6* de masse volumique $\rho \approx 7,8.10^3 \text{ Kg} / \text{m}^3$.

$$M_l = \rho. V_{BE} \quad \text{et} \quad (2.4)$$

$$M_3 = \rho. V_{BI} \quad (2.5)$$

✓ Une estimation du volume de la bague extérieure BE est donnée par :

$$V_{BE} = \pi.S.D_{moyen_BE} \quad (2.6)$$

où

D_{moyen_BE} : diamètre moyen de la BE [mm]

S : surface de la section transversale de la BE [mm²]

✓ Une estimation du volume de la bague intérieure BI est donnée par :

$$V_{BI} = \pi.S.D_{moyen_BI} \quad (2.7)$$

où

D_{moyen_BI} : diamètre moyen de la BI [mm]

S : surface de la section transversale de la BI [mm²]

Détermination de la rigidité de la bague

Une fois que la masse de la bague est déterminée, on a : $K_{bague} = M_{bague} . \omega_{bague}^2$

ω_{bague} étant la pulsation propre de la bague calculée par la formule (2.2).

5.2.4. Modélisation de la bille

La bille peut être modélisée comme une masse seulement. On considèrera que la rigidité de la bille est largement supérieure à celle du film d'huile, de façon à la considérer infiniment rigide.

La masse de la bille est donnée par la relation suivante :

$$M_2 = \rho \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \left(\frac{D_b}{2} \right)^3 \quad (2.8)$$

5.2.5. Modélisation du film lubrifiant

Le régime de lubrification est principalement influencé par 2 phénomènes physiques :

- La déformation élastique du matériau sous une charge appliquée.
- La variation de la viscosité du lubrifiant avec la pression.

A partir de là, on distingue 4 principaux régimes de lubrification :

1. Régime iso visqueux rigide : la déformation entre des surfaces de contact est insignifiante relativement à l'épaisseur du film d'huile
2. Régime visqueux rigide : la pression de contact est suffisamment élevée pour accroître significativement la viscosité du lubrifiant.
3. Régime visqueux élastique : la déformation des surfaces de contact est significative par rapport à l'épaisseur du lubrifiant, mais la pression n'est pas assez élevée pour accroître sa viscosité.
4. Régime iso visqueux élastique « Elasto - Hydro- Dynamique » :

La déformation des surfaces de contact est significative par rapport à l'épaisseur du lubrifiant, et la pression est assez élevée pour accroître sa viscosité. On retrouve ce régime de lubrification dans les roulements à billes et à rouleaux et dans les engrenages.

Afin de valider cette dernière hypothèse, on définit λ -paramètre HUILE sans dimension- qui, s'il est compris entre 3 et 10, confirme l'existence du régime EHD dans les roulements[21, 23].

$$\lambda = \frac{H_{\min}}{\sqrt{(R_{q,a}^2 + R_{q,b}^2)}} \quad (2.9)$$

où

λ : Paramètre huile sans dimensions.

H_{\min} : Hauteur minimale du film d'huile entre bagues et billes

$R_{q,a}^2, R_{q,b}^2$: Rugosité de surface des billes et des bagues.

Tableau II

Paramètre huile et régime de lubrification

Régime	Régime iso visqueux rigide	Régime visqueux rigide	Régime visqueux élastique EHD	Régime iso visqueux élastique ou Soft EHD
λ	<1	1 \Rightarrow 3	3 \Rightarrow 10	10 \Rightarrow 100

Dans un roulement, un film lubrifiant d'épaisseur h sépare les surfaces [23] [fig.71]. Les pressions générées dans le film sont élevées et entraînent des déformations élastiques des surfaces, l'huile devient presque pâteuse et coule très difficilement.

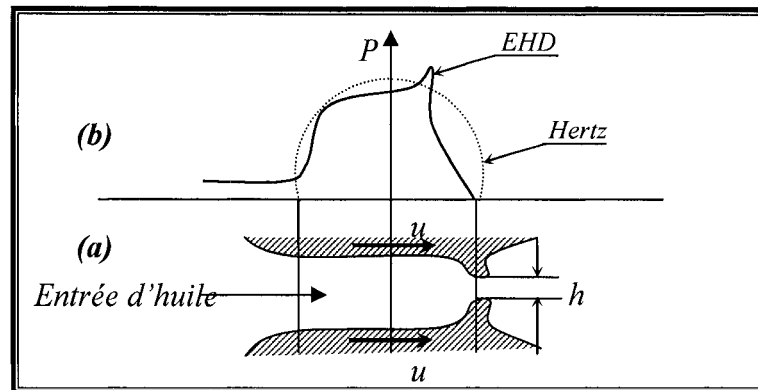


Figure 71 Contact élastohydrodynamique : (a) profil du film lubrifiant ; (b) pression

Pour déterminer λ le paramètre huile, on doit tout d'abord calculer l'épaisseur du film. En faisant l'hypothèse que le roulement est tribologiquement assimilable à un palier lisse à contact court, ce qui est légitime au regard de la géométrie du roulement et la disposition de la zone de contact Bague- Billes, on peut aisément exploiter la théorie régissant le régime de lubrification des paliers lisses pour notre application.

Calcul de l'épaisseur du film h

Le calcul de l'épaisseur du film d'huile fait appel aux paramètres suivants [21, 23] :

Pas diamétral ou diamètre moyen ³:

$$D_{moyen} = \frac{1}{2} [D_{ext_BE} + D_{int_BI}]$$

$$R_{r,i} = R_{r,o} = \frac{D_{piste}}{2.D_b}$$

Les rayons équivalents où s'établit le contact entre billes et bagues sont :

³ N.B : dans les équations qui suivent, l'indice (i) fait référence à la bague intérieure et l'indice (o) fait référence à la bague extérieure.

$$R_{x,i} = \frac{D_b (D_{\text{int_}BE} - D_b \cos \alpha)}{2 D_{\text{int_}BE}} \quad \& \quad R_{x,o} = \frac{D_b (D_{\text{int_}BE} + D_b \cos \alpha)}{2 D_{\text{int_}BE}} \quad (2.10)$$

$$R_{y,i} = \frac{R_{r,i} D_b}{2 R_{r,i} - 1} \quad \& \quad R_{y,o} = \frac{R_{r,o} D_b}{2 R_{r,o} - 1} \quad (2.11)$$

Paramètre d'ellipticité

$$\alpha_{r,i} = \frac{R_{y,i}}{R_{x,i}} \quad \& \quad \alpha_{r,o} = \frac{R_{y,o}}{R_{x,o}} \quad (2.12a)$$

$$k_i = (\alpha_{r,i})^2 \quad \& \quad k_o = (\alpha_{r,o})^2 \quad (2.12b)$$

On définit la vitesse linéaire du film d'huile

$$\tilde{u} = \frac{f (D_{\text{int_}BE}^2 - D_b^2)}{4 D_{\text{int_}BE}} \quad (2.13)$$

Le paramètre vitesse sans dimension est donné par :

$$U_i = \frac{\eta_0 \tilde{u}}{E \cdot R_{x,i}} \quad U_o = \frac{\eta_0 \tilde{u}}{E \cdot R_{x,o}} \quad (2.14)$$

où η_0 est la viscosité absolue à pression nulle de l'huile utilisée. La viscosité étant variable avec la température, nous avons programmé 4 types d'huile dont les viscosités absolues en fonction de la température sont résumées dans le tableau qui suit :

Tableau III

Viscosité des huiles disponibles dans le simulateur BEAT

		38°C	99°C	149°C
<i>Viscosité absolue (N.s/m²)</i>	<i>Huile synthétique paraffiné</i>	414	34.3	10.9
	<i>Huile minérale super affiné</i>	68.1	6.86	2.74
	<i>C- éther</i>	29.5	4.67	2.2
	<i>Polyether fluorisé</i>	181	20.2	6.86

Le paramètre charge sans dimension est donné par :

$$W_i = \frac{Q_{\max} \cos \alpha}{E(R_{x,i})^2} \quad W_o = \frac{Q_{\max} \cos \alpha}{E(R_{x,o})^2} \quad (2.15)$$

Le paramètre matériau sans dimension est donné par :

$$G_i = \xi \cdot E \quad G_o = \xi \cdot E \quad (2.16)$$

En adoptant l'hypothèse d'une zone de contact elliptique, l'épaisseur minimale sans dimension du film d'huile est :

$$\tilde{H}_i = 3.63 U_i^{0.68} G_i^{0.49} W_i^{-0.073} (1 - e^{-0.68 K_i}) \quad (2.17)$$

$$\tilde{H}_o = 3.63 U_o^{0.68} G_o^{0.49} W_o^{-0.073} (1 - e^{-0.68 K_o}) \quad (2.18)$$

On obtient alors comme épaisseur du film d'huile entre billes et BI :

$$h = \tilde{H}_i \cdot R_{x,i} \quad (2.19)$$

Et entre bille et BE

$$h = \tilde{H}_o \cdot R_{x,o} \quad (2.20)$$

Ayant obtenu les hauteurs minimales du film d'huile, on peut calculer le paramètre sans dimension huile qui va valider la nature du régime de lubrification par cette formule :

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{(R_{2q,a} + R_{2q,b})}}. \quad (2.21)$$

Les simulations numériques effectuées avec de l'huile synthétique paraffinée, ont donné un paramètre huile $\lambda = 3.05$ au niveau billes/BI et $\lambda = 3.4$ pour le contact billes/BE, ce qui confirme notre hypothèse que le régime de lubrification est Élasto-hydro-dynamique. Le but essentiel de cette partie étant la modélisation du film d'huile (détermination des caractéristiques dynamiques de l'huile : Rigidité K et amortissement C), on applique les formules suivantes pour calculer l'amortissement et la rigidité de l'huile [21, 23].

➤ Rigidité sans dimension du film d'huile :

$$K = \frac{4}{W_r \lambda_k^2} \left[\frac{\varepsilon_0}{(1 - \varepsilon_0^2)^2} \sin^2 \phi_0 + \frac{3 \pi \varepsilon_0^2}{4 (1 - \varepsilon_0^2)^{5/2}} \sin \phi_0 \cos \phi_0 + \frac{2 \varepsilon_0 (1 + \varepsilon_0^2)}{(1 - \varepsilon_0^2)^3} \cos^2 \phi_0 \right]$$

➤ Amortissement sans dimension du film d'huile :

$$C = \frac{4}{W_r \lambda_k^2} \left[\frac{\pi}{2 (1 - \varepsilon_0^2)^{3/2}} \sin^2 \phi_0 + \frac{4 \varepsilon_0}{(1 - \varepsilon_0^2)^2} \sin \phi_0 \cos \phi_0 + \frac{\pi (1 + 2 \varepsilon_0^2)}{2 (1 - \varepsilon_0^2)^{5/2}} \cos^2 \phi_0 \right] \quad (2.22)$$

$$\frac{4}{W_r \lambda_k^2} = \frac{(1 - \varepsilon_0^2)^2}{\varepsilon_0 [16 \varepsilon_0^2 + \pi^2 (1 - \varepsilon_0^2)]^{1/2}} \cos^2 \phi_0 \quad (2.23)$$

$$\tan \phi_0 = \frac{\pi (1 - \varepsilon_0^2)^{1/2}}{4 \varepsilon_0} \quad (2.24)$$

$$\varepsilon_0 = 1 - \frac{h}{c} \quad (2.25)$$

- λ définit le rapport largeur sur longueur de la zone de contact.
- Φ_0 est l'angle max. décrit par la distribution de charge.
- W_R est l'effort résultant appliqué sur le film d'huile
- $\varepsilon_0 = 1 - \frac{h}{j_D}$

Avec j_D le jeu diamétral du roulement⁴ [fig.15], et e la distance entre les centres O_1 et O_2 respectivement de la BI et de la BE.

$$\text{On pose } \varepsilon_0 = \frac{e}{j_D} . \quad (2.26)$$

$$\Rightarrow j_D = e + h \quad (2.27)$$

$$\Rightarrow j_D = j_D \varepsilon + h \quad (2.28)$$

$$\Rightarrow \varepsilon_0 = 1 - \frac{h}{j_D} \quad (2.29)$$

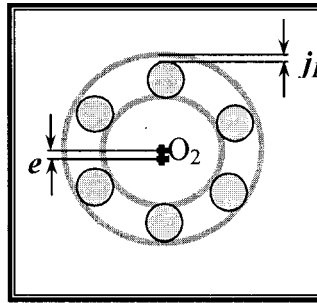


Figure 72 Jeu et excentricité dans le roulement

Les relations suivantes nous permettent de passer des coefficients sans dimensions aux valeurs de rigidités et d'amortissements du film d'huile au niveau des contacts Billes/BE et Billes/BI :

$$k = \frac{K_{xx} W}{Jd} \quad (2.30)$$

⁴ Rq : Le jeu diamétral du roulement est donné par le constructeur. Par exemple SKF classe ses roulements dans des catégories (de C2 à C5) en fonction du jeu diamétral à vide. Les roulements utilisés dans le présent travail sont de catégorie standard C3, ils sont définis par un jeu diamétral -pour un diamètre d'alésage de 62 mm- compris entre 8 et 28 μm ; la valeur moyenne -14 μm - a été programmée.

$$b = \frac{B_{xx}}{\omega} \frac{W}{Jd} \quad (2.31)$$

- W est l'effort résultant appliqué sur le film d'huile
- j_D le jeu diamétral du roulement
- ω est la fréquence de rotation en rad/s.
- K_{xx} et B_{xx} sont les coefficients sans dimensions de rigidité et d'amortissement.

ANNEXE 3

ÉTUDE DE LA RÉPONSE DU MODÈLE

Introduction

Le chapitre précédent a permis de déterminer les valeurs des caractéristiques dynamiques des éléments constituant le roulement. A ce point, disposant de toutes les inconnues du modèle, le présent chapitre permettra de mettre en équation le modèle et proposera une méthode de résolution basée sur MATLAB.

3.1 Mise en équation du problème

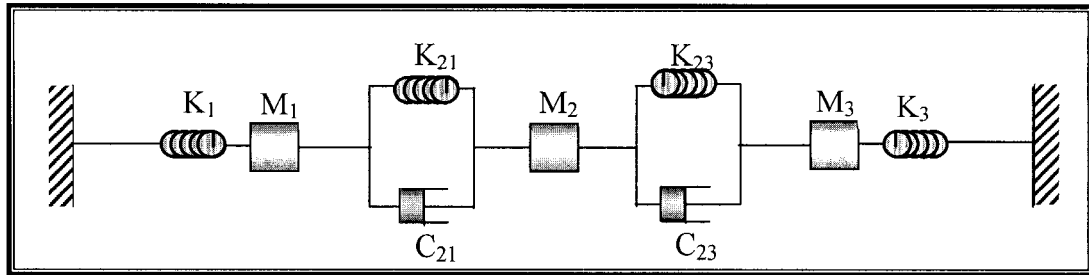


Figure 73 Le modèle dynamique du roulement

Pour ce système [fig.18], on écrit l'expression de l'énergie cinétique E_C , l'énergie potentielle E_P et l'énergie dissipée P_d .

$$E_C = \frac{1}{2}M_1.\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}M_2.\dot{y}_2^2 + \frac{1}{2}M_3.\dot{y}_3^2$$

$$E_P = \frac{1}{2}K_1.y_1^2 + \frac{1}{2}K_{21}.(y_2 - y_1)^2 + \frac{1}{2}K_{23}.(y_3 - y_2)^2 + \frac{1}{2}K_3.y_3^2$$

$$P_d = \frac{1}{2}C_{21}.(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2}C_{23}.(\dot{y}_3 - \dot{y}_2)^2$$

Les matrices de masse, de rigidité et des coefficients d'amortissement $[M]$, $[K]$, $[C]$ sont données par

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 + K_{21} & -K_{21} & 0 \\ -K_{21} & K_{21} + K_{23} & -K_{23} \\ 0 & -K_{23} & K_3 + K_{23} \end{bmatrix}$$

et

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} C_{21} & -C_{21} & 0 \\ -C_{21} & C_{21} + C_{23} & -C_{23} \\ 0 & -C_{23} & C_{23} \end{bmatrix}$$

Le tout revient à résoudre le système d'équations suivant :

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = \{F\} \quad (3.1a)$$

où $\{y\} = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{Bmatrix}$: Le vecteur déplacement décrivant le déplacement suivant
Une ligne radiale donnée.

$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_1 = F_{BE} \\ F_2 = F_b \\ F_3 = F_{BI} \end{Bmatrix}$: Le vecteur force d'excitation relatif aux efforts de choc
Du au chargement en présence d'un défaut donné.

$$\begin{cases} M_1 \ddot{y}_1 + C_{22} \dot{y}_1 - C_{22} \dot{y}_2 + (K_1 + K_{22}) y_1 - K_{22} y_2 = F_1 \\ M_2 \ddot{y}_2 - C_{22} \dot{y}_1 + (C_{22} + C_{21}) \dot{y}_2 - C_{21} \dot{y}_3 - K_{22} y_1 + (K_{22} + K_{21}) y_2 - K_{21} y_3 = F_2 \\ M_3 \ddot{y}_3 + C_{21} \dot{y}_3 - C_{21} \dot{y}_2 + (K_3 + K_{21}) y_3 - K_{21} y_2 = F_3 \end{cases} \quad (3.1b)$$

Le système d'équations différentielles (3.2) sera résolu par un Toolbox de MATLAB : Simulink, dont le modèle est présenté à la [fig.19].

Simulink demande comme entrée les matrices des caractéristiques dynamiques ainsi que la force d'excitation (calculée en se basant sur la théorie exposée au chapitre 1), il résout ensuite les équations de mouvement et délivre ensuite la réponse vibratoire de la structure en déplacement, en vitesse et en accélération.

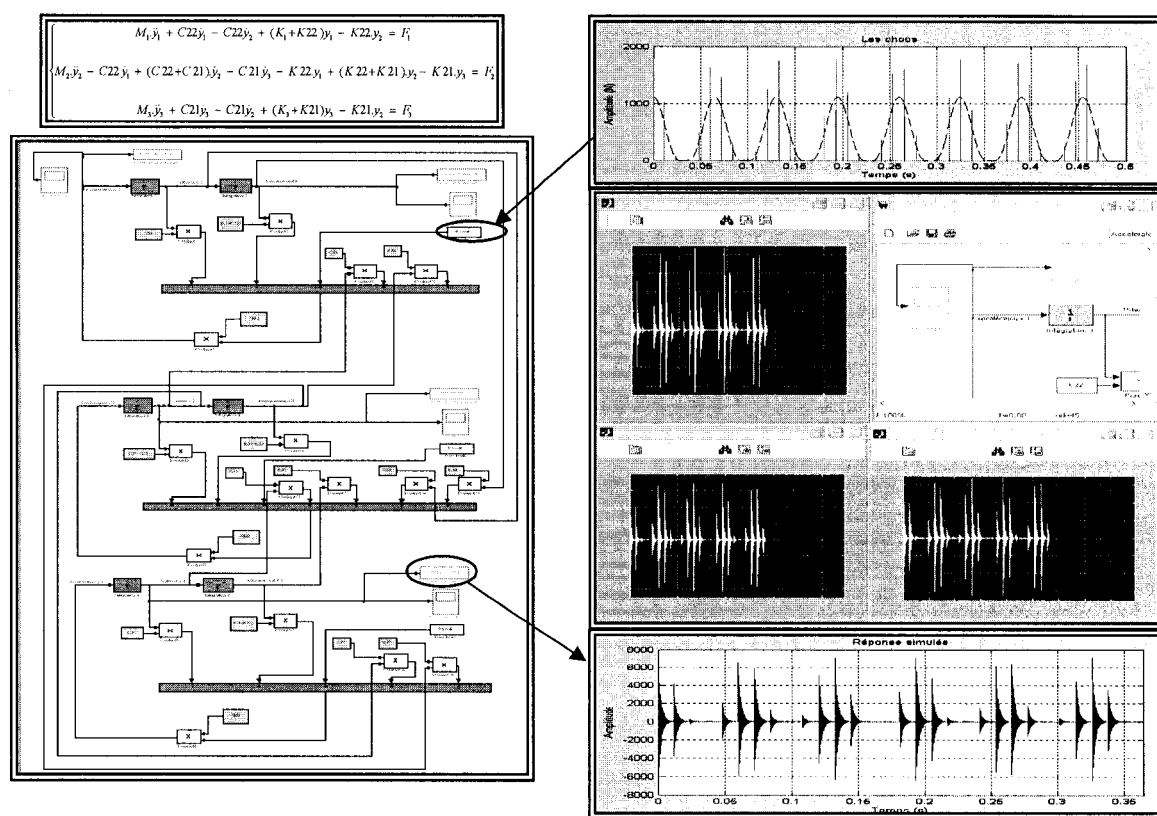


Figure 74 Aperçu du schéma en block du modèle proposé sur Simulink

3.2 Réponse du modèle à un effort donné suivant la ligne radiale

La réponse temporelle délivrée par le simulateur, après corrections, est donnée par la [fig.75a] pour un défaut affectant la bague extérieure, et par la [fig.75b] pour un défaut affectant la bague intérieure.

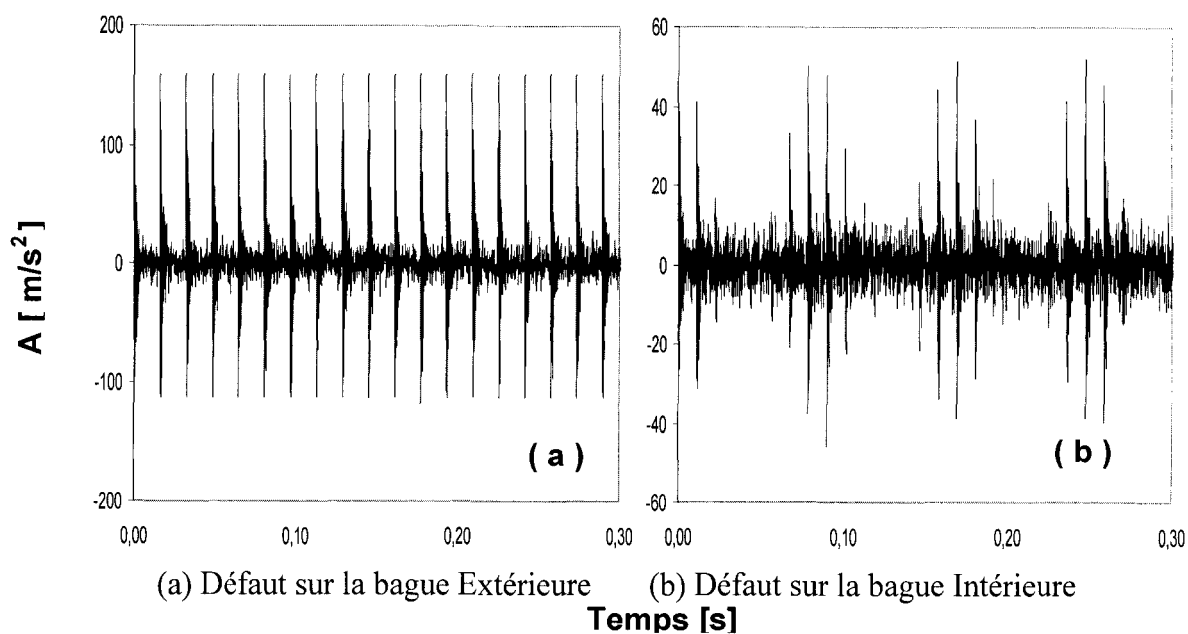


Figure 75 Réponse temporelle d'un roulement de type SKF 6206.

ANNEXE 4

CORRECTIONS ET CALIBRATION

Introduction

L'excitation – chapitre 1- associé au modèle –chapitre 2- nous ont permis de calculer la réponse vibratoire du roulement –chapitre 3-. Cependant cette réponse théorique ne tient pas compte ni de l'emplacement unique du capteur-la déformation étant toujours calculée selon la ligne radiale ou se trouve le défaut-, ni des effets des perturbations aléatoires induites par le frottement. Le présent chapitre propose des méthodes permettant de tenir compte de ces deux aspects.

4.1 Correction géométrique de la réponse

4.2 Cas d'un défaut sur la bague extérieure

En vibrant, les bagues se déforment et prennent une forme elliptique suivant la direction de l'effort et donc selon la direction du défaut.

La position angulaire θ_{BE} d'un défaut sur la bague extérieure reste constante au cours du temps [fig.76]. A chaque fois que l'élément roulant entre en contact avec le défaut, il se produit un effort de choc suivant la ligne radiale Δ_m . Cet effort de choc engendre une déformation maximale de la bague extérieure suivant cette même ligne.

Le modèle qui a été établi donne la réponse suivant la ligne radiale Δ_m (ligne de maximum de déformation), alors que la réponse réelle est donnée suivant la ligne radiale de mesure (oy) où est placé le capteur.

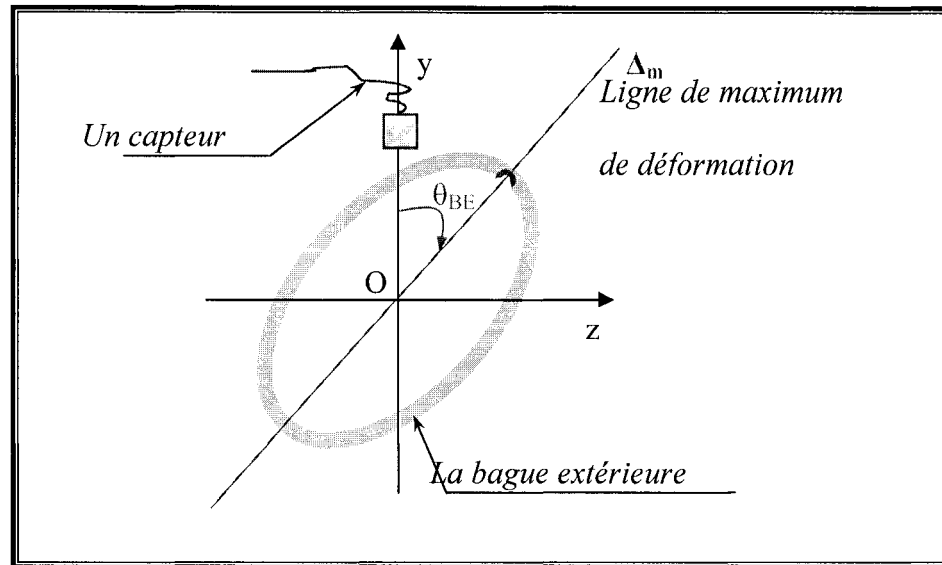


Figure 76 Direction de déformation – direction de mesure(pour BE)

4.3 Cas d'un défaut sur la bague intérieure

La position angulaire θ_{BI} d'un défaut sur la bague intérieure est variable au cours du temps [fig.77]. La réponse que donne le modèle est toujours une réponse suivant la ligne radiale de maximum de déformation. Cette réponse a donc une amplitude constante, alors que la réponse réelle enregistrée par un capteur est donnée suivant la ligne radiale de mesure et aura donc une amplitude variable au cours du temps. Ceci vient du fait que la bague intérieure vibre et tourne au même temps.

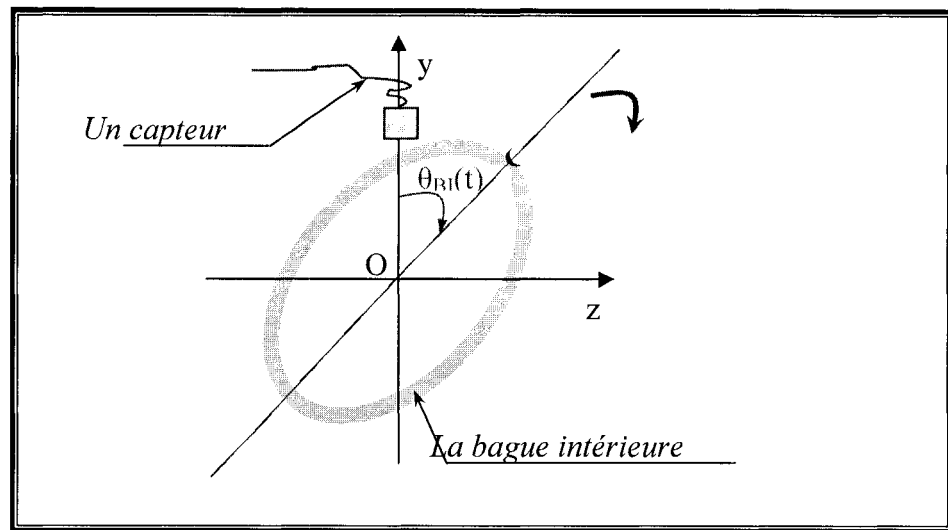


Figure 77 Direction de déformation – direction de mesure (pour BI)

4.4 Réponse corrigée

Que le défaut soit sur la BI ou sur la BE, on doit donc introduire un terme correctif qui tient compte de l'influence de la variation de la déformation de la bague au cours du temps. Pour ramener la réponse du modèle à la réponse mesurée que donne un capteur placé sur une ligne de mesure bien déterminée.

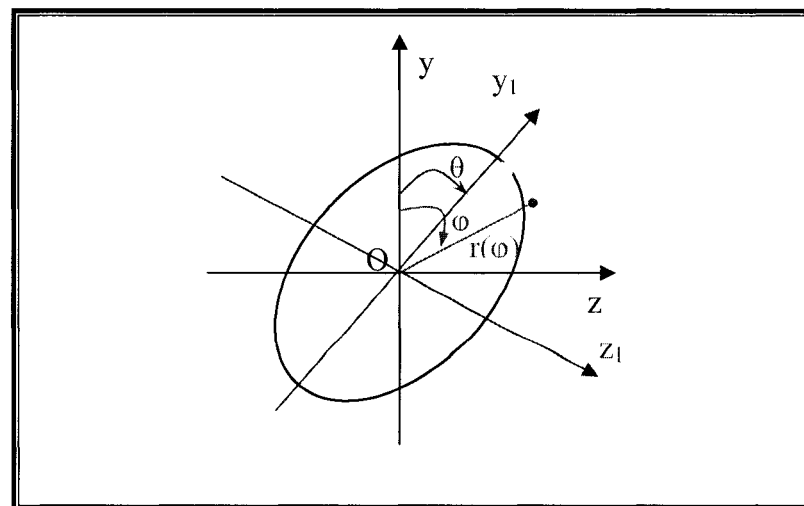


Figure 78 Repérage de la correction

Soit (ξ) l'ellipse décrivant la forme de la bague en 1^{er} mode de vibration en flexion [fig.23]. Le grand axe a de (ξ) est sur la direction du défaut paramétré par la position angulaire θ .

L'équation d'une ellipse s'écrit:

$$\left(\frac{y_l}{a}\right)^2 + \left(\frac{z_l}{b}\right)^2 = 1 \quad (4.1)$$

où

a et b désignent respectivement le grand axe et le petit axe de l'ellipse (ξ) .

(O, y_1, z_1) est un repère lié à l'ellipse.

a coïncide à chaque instant avec la direction y_1 .

b coïncide à chaque instant avec la direction z_1 .

(O, y, z) est un repère fixe.

y est la direction de mesure ; c'est à dire que le capteur sera placé suivant cette direction.

Un point M de (ξ) doit vérifier l'équation

$$\Rightarrow \left[\frac{r(\varphi) \cdot \cos(\theta - \varphi)}{a} \right]^2 + \left[\frac{r(\varphi) \cdot \sin(\theta - \varphi)}{b} \right]^2 = 1$$

$$r(\varphi) = \frac{a \cdot b}{\sqrt{a^2 \cdot \sin^2(\varphi - \theta) + b^2 \cdot \cos^2(\varphi - \theta)}} \quad (4.2)$$

Le capteur enregistre à chaque instant une vibration de déplacement $\delta = |R - r(\varphi)|$ sur la direction de mesure $\varphi = \theta$. Cela veut dire que $\delta(\theta) = |R - r(\varphi)|$ pour $\varphi = \theta$.

$$\Rightarrow \delta(\theta) = \left| R - \frac{a \cdot b}{\sqrt{a^2 \cdot \sin^2(\theta) + b^2 \cdot \cos^2(\theta)}} \right| = \left| R - \frac{l}{\sqrt{\frac{\sin^2(\theta)}{a^2} + \frac{\cos^2(\theta)}{b^2}}} \right| \quad (4.3)$$

La réponse que le modèle de calcul donne par contre est $\delta = a - R$; en effet, on enregistre par le modèle un déplacement suivant la direction de déformation maximale.

Sachant que $b = 2.R - a$ et en exprimant $\delta(\theta)$ en fonction de δ , de R et de θ on trouve :

$$\delta(\theta) = R - \frac{1}{\sqrt{\frac{\sin^2(\theta)}{[R - \delta]^2} + \frac{\cos^2(\theta)}{[\delta + R]^2}}} \quad (4.4)$$

4.5 Effets des perturbations aléatoires

Une analyse assez fine prouve que le mouvement relatif entre les éléments roulants et les bagues est un mélange de roulement et de glissement[24, 25]. L'hypothèse de roulement sans glissement devient grossière dans ce cas précis. Un tel glissement génère un bruit aléatoire, visible dans toutes les mesures expérimentales. Il faut donc intégrer un terme aléatoire dans la réponse globale de notre modèle. Des études précédentes menées dans le domaine du phénomène de glissement ont montré que l'amplitude acoustique du bruit généré par le roulement suivait la loi suivante [24]:

$$A = K_t V^{1/2} \left(\frac{F_{\max}}{S} \right)^2 \quad (4.5)$$

où

- | | | |
|------------|---|---|
| K_t | : | Constante de pondération. |
| F_{\max} | : | Charge maximale subit par le roulement [N]. |
| S | : | L'aire de contact elliptique bille / bague [m ²]. |
| V | : | Vitesse de glissement au niveau du contact bille / bague [m / s]. |

La relation précédente est particulièrement valable pour un roulement ne contenant pas de défauts. Sachant que le frottement augmente avec l'augmentation de la dégradation, il est raisonnable de penser qu'en présence de défauts localisés (qui représentent une forme particulière de dégradation), le frottement augmenterait avec l'augmentation de la taille de l'empreinte, relativement à la taille des éléments roulants. Pour un roulement défectueux, la loi de comportement précédente, décrivant les vibrations aléatoires, obéirait aux mêmes paramètres, mais pourrait être extrapolée afin d'inclure le rapport diamètre de défaut sur le diamètre de bille, dans la constante de pondération.

Cette nouvelle loi serait de la forme suivante :

$$A = f(d_{def} / B_d) \times V^{1/2} \times \left(\frac{F_{max}}{S} \right)^2 \quad (4.6)$$

où la fonction « f » serait une fonction de pondération qui nous permettrait de déterminer avec précision l'amplitude de la composante aléatoire à ajouter à notre signal pour avoir les mêmes descripteurs temporels que le signal mesuré.

En se basant sur les remarques suivantes :

- Le niveau efficace RMS du signal simulé (avant addition du bruit) est toujours inférieur au RMS du signal expérimental (puisque le bruit ajouté apporte lui aussi de l'énergie).
- L'énergie contenue dans les mesures expérimentales (décrite par le RMS) est apportée par la vibration due aux chocs PLUS le bruit.

Les relations suivantes traduisent mathématiquement les notions citées plus haut (pour chaque diamètre de défaut):

$$RMS_{exp} = RMS_{sim} + RMS_{bruit} \quad (4.7)$$

$$RMS_{bruit} = RMS_{exp} - RMS_{sim} \quad (4.8)$$

ANNEXE 5

VALIDATION EXPÉRIMENTALE

Introduction

La procédure de validation expérimentale consiste à :

- pratiquer un défaut de dimension connue sur une bague de roulement.
- Fixer les paramètres de chargement, et les conditions de fonctionnement.
- Relever une mesure vibratoire.

Une configuration minimale de banc d'essai est donc requise pour mener à bien une telle validation. Les conditions suivantes sont exigées du banc d'essai:

- Possibilité de varier la vitesse de rotation
- Possibilité d'appliquer et de varier les charges axiale et radiale sur le roulement étudié.

La validation expérimentale du simulateur a été effectuée sur 2 bancs d'essais différents. Le premier a été conçu et réalisé à l'ÉTS [fig.79]. Le second ensemble de mesures a été relevé sur un banc d'essai réalisé, dans le cadre d'une étude de comportement de roulements, par la Case Western Reserve University (CWRU)[26] [fig.85].

5.1 Banc d'essai de roulement ÉTS

Le banc d'essai est accessible au laboratoire de vibration de l'ÉTS situé au 2204 et dont voici un aperçu :

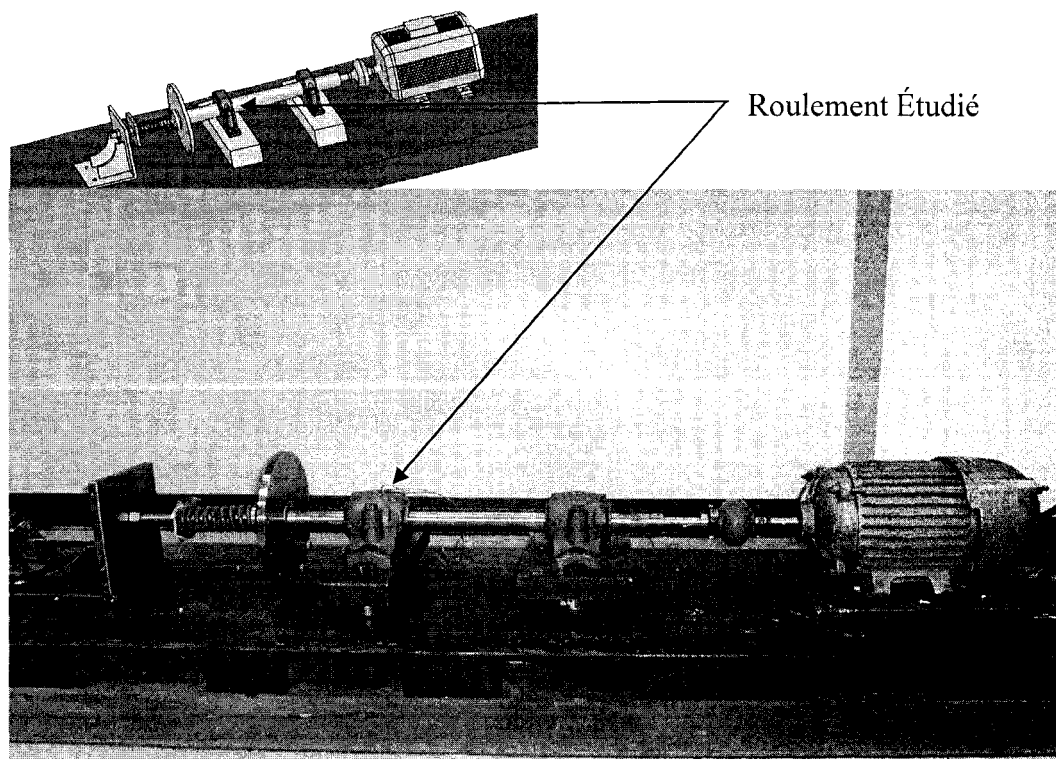


Figure 79 Vue Générale du Banc d'essai réel et sur logiciel de CAO (SolidWorks2003)

Le banc d'essai se compose de :

- Un moteur électrique ayant une vitesse nominale de 1750 RPM commandé par un variateur de vitesse à commande vectorielle.
- Deux paliers dont l'un contenant le roulement étudié, sur coté opposé au moteur. Les roulements considérés dans cette étude sont du type SKF1210 ETK9 [fig.80], à deux rangées de billes et ayant une cage de polyamide renforcé, permettant un accès commode aux bagues (démontable en ôtant 3 billes à la main), le diamètre intérieur est de 50mm, l'extérieur est de 90mm, et la largeur du roulement est de 20mm, le tout pour une charge dynamique de 26 500N.

- Un dispositif de chargement radial.

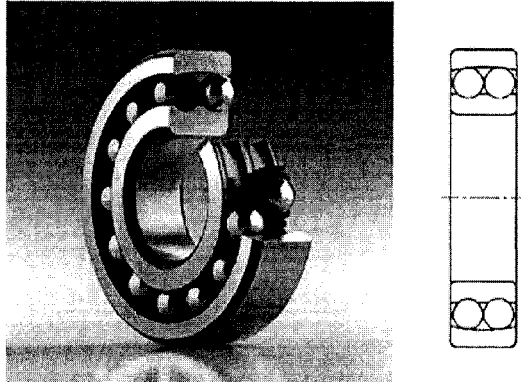


Figure 80 Roulement SKF 1210 ETK9

Le dispositif retenu pour l'application de l'effort radial est basé sur le déséquilibre de masse (balourd) [fig.81], qui en tournant génère par son inertie un effort centrifuge :

$$F = m \times R \times \omega^2 \quad (5.1)$$

où

F : la force [en N].

M : la masse de déséquilibre [en Kg].

R : le rayon ou se trouve le centre de gravité de la masse de déséquilibre [en m].

ω : est la vitesse de rotation [en rad/s].

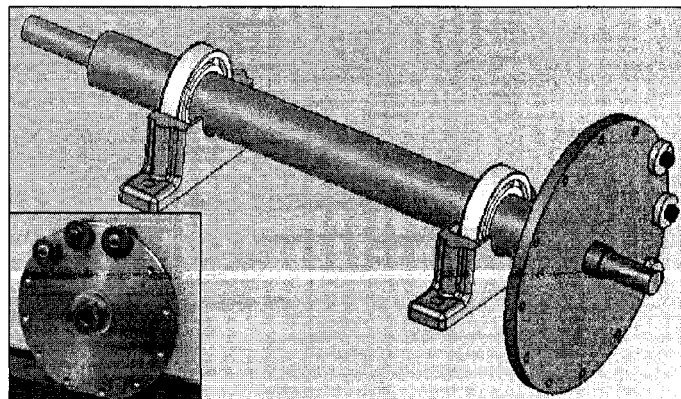


Figure 81 Disque de balourd - déséquilibre de masse-

Pour augmenter l'effort appliqué, tout en respectant un minimum de conditions sécuritaires d'opération, en minimisant l'effort de cisaillement exercé sur les boulons de maintien des masses, la masse totale -600g- a été répartie sur 3 positions séparées de 30 degrés [fig.82].

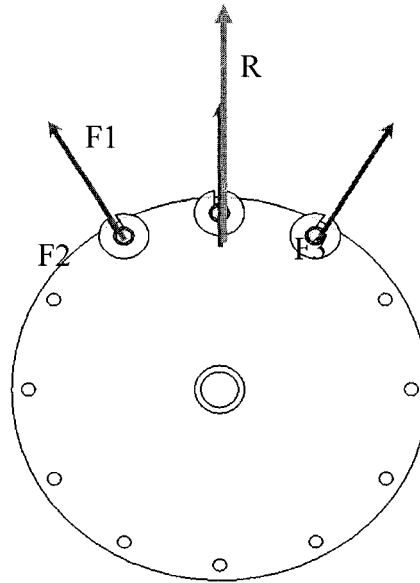


Figure 82 Répartition de l'effort centrifuge

La figure 83, simulant l'équation (5.1) dans les conditions retenues ($m = 600\text{g}$, $r = 0.115\text{ m}$), montre la variation de l'effort radial appliqué en fonction de la vitesse de rotation.

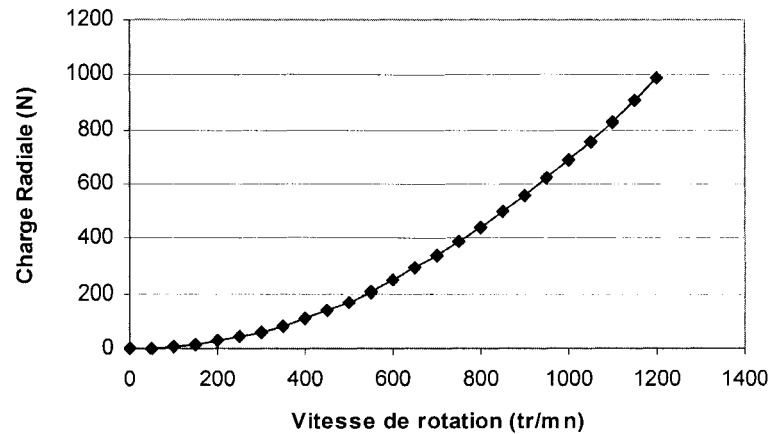


Figure 83 Variation de l'effort radial en fonction de la vitesse de rotation

L'effort axial est appliqué par la compression d'un ressort [fig.84], qui, lorsque comprimé, génère un effort :

$$F = K \times \Delta L \quad (5.2)$$

où F : la force en (N)

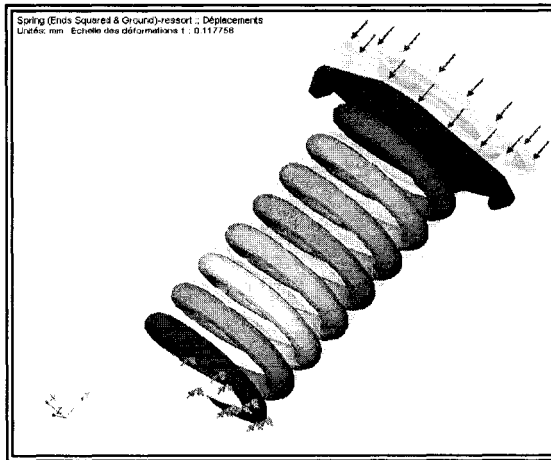
K : La rigidité du ressort en (N.m⁻¹)

ΔL : Déformation du ressort (m).

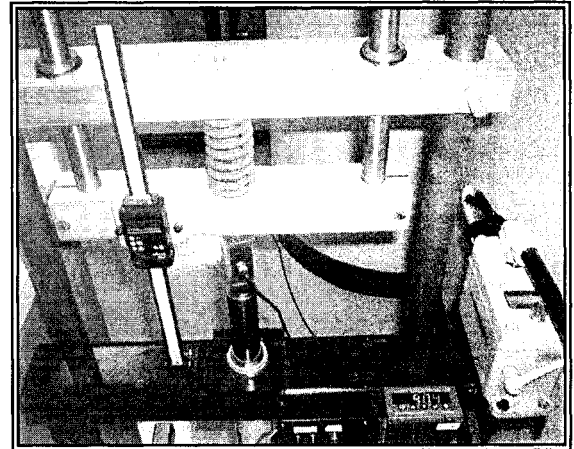
La force axiale appliquée sur le roulement dépendant directement de la rigidité du ressort, cette dernière a fait l'objet de 2 méthodes en vue de la déterminer :

1/ Simulations par Éléments finis (sur Cosmos DesignStar4.0)

2/ Expérimentation sur une machine d'essai en traction compression (à l'ÉTS).



$$\rightarrow K = 30\,395 \text{ N.m}^{-1}$$



$$\rightarrow K = 30\,564 \text{ N.m}^{-1}$$

Figure 84 Détermination de la rigidité du ressort –EF et Expérimental-

Ces essais expérimentaux ont permis d'évaluer la rigidité du ressort à 30564 N.m^{-1} . L'écart relatif entre les deux méthodes est de 0.55%.

5.2 Banc d'essai de roulement CWRU

Ce programme avait pour but initial, l'étude des moteurs électriques. Il a été ensuite étendu pour l'étude de la vibration des roulements. Cette étude a abouti à une base de données contenant des signaux vibratoires provenant de roulement sains et atteints de défauts localisés.

L'introduction des défauts s'est faite en utilisant la technique d'électroérosion, permettant un contrôle accru des diamètres de défauts - 0.007 pouces (0.1778 mm) à 0.040 pouces (1.016 mm) introduits sur les pistes intérieures et extérieures-. Le montage est composé d'un moteur électrique asynchrone de 2HP, relié à un transmetteur de couple, accouplé à une génératrice, jouant le rôle d'une charge, et permettant ainsi de varier la puissance générée par le moteur.

Un variateur de vitesse est aussi utilisé pour contrôler la rotation du moteur, qui est déjà –légèrement –variable en fonction de la charge (1720 à 1797rpm)

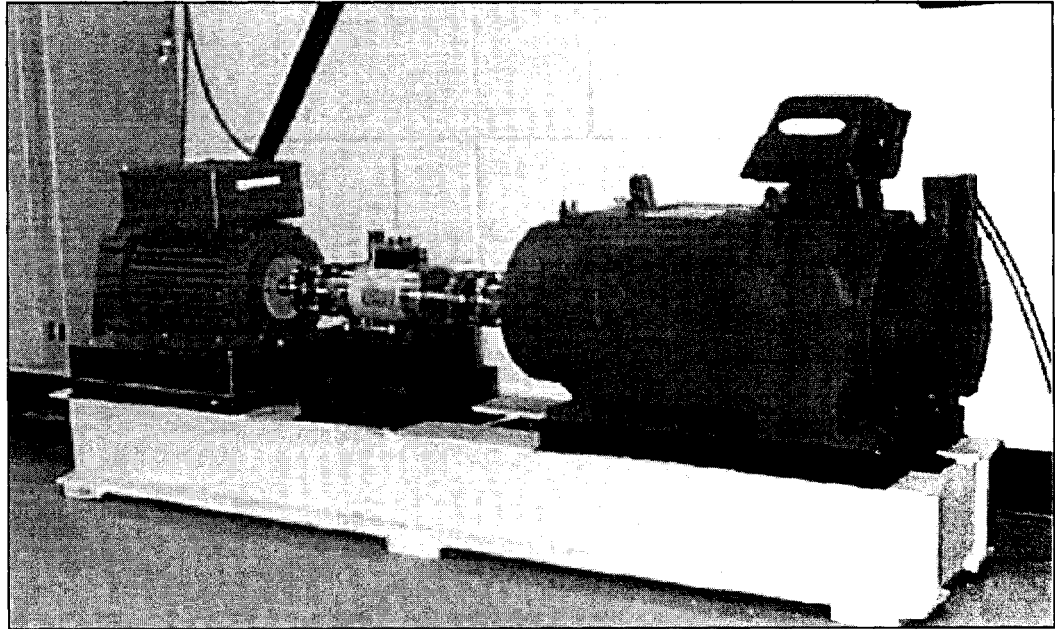


Figure 85 Banc d'essai de roulement de CWRU [26]

Les responsables de ce programme de recherche au sein de la CWRU ont donné leur accord pour l'utilisation de leur base de données, à condition qu'on la réfère dans nos travaux.

Une fois la validation expérimentale effectuée, l'exploitation du simulateur a abouti à différents articles, 3 seulement ont été retenus pour le présent mémoire.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Badri, B., Thomas, M. et Sassi, S., *BEAT, A numerical simulator for ball bearing affected by localized defects*. Proceedings of the 22nd Seminar on machinery vibration, Canadian Machinery Vibration Association, Ottawa, ON, Octobre 2004: p. 13.
- [2] Sassi, S., Thomas, M., et Badri, B., *A NUMERICAL MODEL FOR PREDICTING DAMAGED BEARING VIBRATIONS*. Submitted for publication in the Journal of Sound and Vibration, 2006: p. 36.
- [3] Sassi, S., Thomas, M., et Badri, B., *TRACKING THE SURFACE DEGRADATION OF BALL BEARINGS BY MEANS OF NEW TIME DOMAIN SCALAR INDICATORS*. Submitted for publication in the International Journal of Condition Monitoring and Diagnostic Engineering, 2006: p. 25.
- [4] Thomas, M., R. Archambault, and J. Archambault. *A new technique to detect rolling element bearing faults: the Julien method*. in *Proceedings of the 5th international conference on acoustical and vibratory surveillance methods and diagnostic techniques, Senlis, France, paper R61*. 2004.
- [5] Badri, B., Thomas, M., Archambault, R. et Sassi, S., *La transformée de Julien : une nouvelle procédure de traitement de signal pour la détection des chocs*. Proceedings of the 23rd Seminar on machinery vibration, Canadian Machinery Vibration Association, Edmonton, AB., Octobre 2005: p. 10.
- [6] Badri, B., Thomas, M. et Sassi, S., *Étude et développement d'un système expert basé sur les réseaux de neurones pour le diagnostic des défauts de roulements*. Proceedings of the 24th Seminar on machinery vibration, Canadian Machinery Vibration Association, Montréal, Qc, Octobre 2006: p. 18.
- [7] Sunnersjo, C.S., *Rolling Bearing Vibrations: the Effects of Geometrical Imperfections and Wear*. Journal of Sound and Vibration, 1985. **98(4)**: p. 455-474.
- [8] Gupta, P.K., *Dynamics of rolling elements bearing part III: Ball bearing Analysis & part IV : Ball bearing result*. ASME Journal of lubrication technology, 1979. **101**: p. 312-326.
- [9] Meyer, L.D., *An analytical model for ball bearing vibrations to predict vibration response due to distributed defects*. Journal of Mechanical Design, 1980. **102**: p. 205-210.

- [10] Aini, R., A five degree of freedom analysis of vibrations in precision spindells. *International Journal of machining Tool Manufacturing*, 1990. 30(1): p. 1-18.
- [11] Lim, T.C., Vibration transmission through rolling element bearing Part 1 : Bearing stiffness formulation. *Journal of Sound and Vibration*, 1990. 139(2): p. 179-199.
- [12] Yahland, E., *A linear theory of vibrations caused by ball bearing with form errors operating at moderate speed*. *ASME Journal of tribology*, 1992. **114**: p. 348-359.
- [13] Su, Y.T., M.H. Lin, and M.S. Lee, *The Effect of Surface Irregularities on the Roller Bearing Vibrations*. *Journal of Sound and Vibration*, 1993. **165(3)**: p. 455-466.
- [14] Meeks, C.R., *Ball bearing dynamic analisys using computer methods Part 1 : Analysis*. *ASME Journal of tribology*, 1996. **118**: p. 52-58.
- [15] Hendrikx, R.T., *Vibrations in household appliances with rolling element bearings*. *Proc. ISMA23 Noise and vibration engineering*, 1998. **3**: p. 1537-1544.
- [16] Wensing, J.A., *On the dynamics of ball bearing*. 2002.
- [17] Zhang, C., *Impact dynamic modeling of bearonf vibration for defect size estimation*. *International Journal of Condition Monitoring and Diagnosis Engineering Management*, 2000. **3(3)**: p. 37-42.
- [18] Hong Guo and Al., *Feature Generation Using Genetic Programming With Application To Fault Classification*. *IEEE transactions on systems, man and cybernetics-part b: cybernetics,,* 2005. **35 (1)**.
- [19] Samantha, B. and al., *Bearing Fault Detection Using Artificial Neural Networks and Genetic Algorithm*. *Journal on applied signal processing*, 2004. **3**: p. 366-377.
- [20] Aublin, M., *Systèmes mécaniques théorie et dimensionnement*. *Dunod. Imprimerie Gauthier-Villars, Paris*.
- [21] Harris, T.A., *Rolling bearing analysis*, *J. Wiley and Sons*. 2001: p. 1086.
- [22] Mc Fadden, P.D. and J.D. Smith, *Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing*. *Journal of Sound and Vibration*, 1984. **96(1)**: p. 69-82.
- [23] Hamrock, B.J., *Fundamentals of Fluid Film Lubrication, Mechanical Engineering Series*. *Singapore: McGraw-Hill Editions*. 1994.

- [24] Barnov, V.M., E.M. Kudryavstev, and G.A. Sarychev, *Modelling of the Parameters of Acoustic Emission Under Sliding Friction of Solids*. Journal of Wear. **202(2)**: p. 125-133.
- [25] Brie D., *Modelling of the Spalled Rolling Element Bearing Vibration Signal: An Overview and Some New Results*, *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, 14(3). 2000: p. 353-369.
- [26] <http://www.eecs.cwru.edu/laboratory/bearing/>.